

VŠB-Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Technická diagnostika, opravy a udržování

Diagnostika energetických zařízení

Diagnostics of Power Equipment

Student:

Bc. Miroslav Houdek

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Jan Blata

Ostrava 2011

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Miroslav Houdek**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 72 Technická diagnostika, opravy a udržování
Téma: Diagnostika energetických zařízení
Diagnostics of Power Equipment

Zásady pro vypracování:

V rámci diplomové práce zpracujte problematiku diagnostiky energetických zařízení, zvolte vhodná měřicí místa pro provedení měření a umístění snímačů. Proved'te provozní měření a tato měření analyzujte. Na základě výsledků analýz zhodnot'te současný stav, popř. navrhněte možné odstranění nebo zlepšení současného stavu.

V rámci zadání zpracujte:

1. Rešerši a analýzu dané problematiky.
2. Ideově technický návrh řešení dané problematiky.
3. Zpracujte aplikaci na daný objekt.
4. Proved'te konkrétní provozní vyhodnocení.

Další bližší specifikace provede vedoucí diplomové práce.

Seznam doporučené odborné literatury:

HELEBRANT, F. – ZIEGLER, J.: *Technická diagnostika a spolehlivost II – Vibrodiagnostika*. VŠB – TU Ostrava, Ostrava 2004, 1. vydání, 178 s., ISBN 80 – 248 – 0650 – 9.

TŮMA, J.: *Zpracování signálů získaných z mechanických systémů užitím FFT*. Sdělovací technika Praha 1997, 174 s., ISBN 80-901936-1-7.

MILÁČEK, S.: *Měření a vyhodnocování mechanických veličin*. ČVUT v Praze 2001, 231 s., ISBN 80.01-02417-2

JENČÍK, J. – VOLF, J. A KOL.: *Technická měření*. ČVUT v Praze 2003, 212 s., ISBN 80-01-02138-6

Podkladové materiály firem - ADASH s.r.o., Brüel Kjaer, SKF Ložiska a.s.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Jan Blata**

Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011



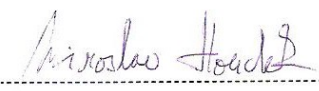
doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry

prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

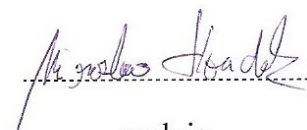
V Ostravě 22. 5. 2011


Bc. Miroslav Houdek

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 23.5.2011


podpis

Bc. Miroslav Houdek

Gruzínská 39

Svitavy 568 02

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

HOUDEK, M. *Diagnostika energetických zařízení: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2011, 67 s. Vedoucí práce: Blata, J.

Tato diplomová práce se zabývá aplikací technické diagnostiky na energetické zařízení v průmyslu. Práce obsahuje popis použitých metod potřebných k vyhodnocení měření vibrací na hydraulické stanici kovárenského lisu a popis této stanice. Měření bylo prováděno a zpracováno pod vedením firmy KOMA - Industry s.r.o. Ostrava. Cílem práce bylo vyhodnotit jednotlivá měření vibrací na strojních zařízeních hydraulické stanice a následně navržení opatření ke snížení vibrací. V závěrečné části práce byla shrnuta všechna měření do celkového ustanovení s návrhem jednotlivých opatření vhodných k zamezení vzniku hrozících defektů a zefektivnění celé technické diagnostiky jako nástroje údržby.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

Houdek M. *Diagnostics of equipment: Thesis* Ostrava VSB - Technical university Ostrava, Machine faculty, department of production machines and design, 2011 67 Head of the thesis: Blata J.

This thesis deals with the application of technical diagnostics on the energetic equipment in the industry. This thesis contains the description of methods needed for the evaluation of vibration measurements on a hydraulic station at a black smith industry station as well as a description of this station. The measurements were completed and reviewed under the direction of the KOMA - Industry Ltd. Ostrava. The objective of this theses was to evaluate single measurements of vibration on the hydraulic station machinery and then follow up with a proposition of acquisition for lowering the vibrations. The final part of the thesis contains a summary of all the measurements, which were put into the final assignment with a suggestion for an individual remedial measure. These measurements prevent impending defects and are also effective as a complete technical diagnosis providing an instrument of maintenance.

Obsah

	strana
Seznam použitých značek a symbolů.....	9
Úvod.....	11
1. Použitý diagnostický systém.....	12
1.1 Vibrodiagnostika energetických zařízení.....	12
1.2 Druhy možných závad dle kmitočtového spektra.....	15
1.2.1 Nízké kmitočty	15
1.2.2 Střední kmitočty	18
1.2.3 Vysoké kmitočty.....	20
2. Hydraulická stanice lisu	22
2.1 Schéma pohonu hydraulické stanice a způsob měření.....	22
2.2 Použité metody měření	28
2.3 Sběr dat analyzátozem.....	29
2.3.1 Standardní nastavení měření (Aplikace)	32
2.3.2 Nastavení standardního měření zrychlení	33
2.3.3 Nastavení ROUTE (trasy)	34
2.4 PRISM ⁴ Pro.....	35
3. Diagnostika hydraulické stanice lisu.....	37
3.1 Měření vibrací na elektromotoru	39
3.2 Měření vibrací na převodové skříní	48
3.3 Měření vibrací na čerpadlech.....	56
4. Shrnutí měření soustrojí	58

4.1	Shrnutí elektromotor	59
4.2	Shrnutí převodová skříň.....	60
4.3	Shrnutí čerpadla	61
5	Závěr	63
6	Seznam použité literatury	66

Seznam použitých značek a symbolů

ACC	–	Acceleration (efektivní zrychlení)	[m·s ⁻²]
a	–	Zrychlení	[m·s ⁻²]
B _d	–	Průměr valivého elementu	[m]
ENV	–	Envelope (obálka zrychlení)	[gE]
F	–	Síla	[N]
f	–	Frekvence kmitání	[Hz]
f_n	–	Otáčková frekvence	[Hz]
f_z	–	Zubová frekvence	[Hz]
i	–	Převodový poměr	[–]
l ₀	–	Počáteční délka snímače	[m]
n	–	Počet valivých elementů	[–]
n _i	–	Otáčky hřídele	[s ⁻¹]
P _d	–	Roztečný průměr ložiska	[m]
T	–	Perioda	[s ⁻¹]
t	–	Čas	[s]
v	–	Rychlost	[m·s ⁻¹]
VEL	–	Velocity (rychlost vibrací)	[m·s ⁻¹]
z	–	Počet zubů ozubeného kola	[–]
ε	–	Poměrné prodloužení	[–]
φ	–	Kontaktní úhel	[°]
ω	–	Kruhová frekvence	[rad·s ⁻¹]
aj.	–	A jiné	
apod.	–	A podobně	
a. s.	–	Akciová společnost	
BCU	–	Bearing Condition Unit – metoda k měření technického stavu ložisek	
BPFI	–	Ball Pass Frequency – Inner Race (frekvence závady vnitřního kroužku)	
BPFO	–	Ball Pass Frequency – Outer Race (frekvence závady vnějšího kroužku)	
BSF	–	Ball Spinn Frequency (frekvence závady valivého tělesa)	
DIN	–	Deutsche Institut für Normung (německý normalizační ústav)	
cca	–	Cirka	
ČSN	–	Česká státní norma	
č.	–	Číslo	
FFT	–	Fast Fourier Transformation (rychlá Fourierova transformace)	
FTF	–	Fundamental Train Frequency (frekvence závady klece kroužku)	

ISO	–	International Organization for Standardization (mezinárodní organizace pro normalizaci)
max.	–	Maximum
min.	–	Minimum
např.	–	Například
Obr.	–	Obrázek
PC	–	Počítač
RMS	–	Rychlost efektivních vibrací
RPM	–	Revolutions per minute (otáčky za minutu)
resp.	–	Respektive
SEE	–	Spectral Emitted Energy – metoda pro sledování provozního stavu ložisek
SPM	–	Schock Pulse Meter – metoda k měření technického stavu ložisek
Tab.	–	Tabulka
tzn.	–	To znamená
tzv.	–	Tak zvaný
Vel	–	Mohutnost vibrací
x, y, z	–	Souřadný systém (3D)

Úvod

Technická diagnostika energetických zařízení je druh technické diagnostiky, který se zaměřuje na diagnostiku všech energetických zařízení. Pod pojmem energetické zařízení si můžeme představit nejrůznější strojní zařízení. Od strojů, které přeměňují vstupní energii na točivý moment po takové strojní zařízení, které dokáže z točivého momentu vyrobit jinou formu energie. Ať už se jedná o energii elektrickou, pohybovou či tlakovou, můžeme všechny formy výroby nebo spotřeby této energie zahrnout do energetických zařízení. U většiny těchto zařízení nás z pohledu technické diagnostiky bude zajímat široké spektrum diagnostického měření. Máme na výběr sledovat mnoho parametrů, od naměřeného výkonu či krouticího momentu, přes termovizi, tribologii, až po vibrodiagnostiku nebo elektrotechniku. Lze tedy říci, že při pomoci s energetickými zařízeními můžeme uplatnit veškeré obory technické diagnostiky. U většiny energetických zařízení se převážně objevují celá soustrojí točivých strojů. Každé toto zařízení obsahuje nějaký elektromotor nebo turbínu, převodovku a následně nějakou cílovou složku. Čerpadlo, generátor nebo kompresor. U všech těchto zařízení využíváme vibrodiagnostiku, protože nám umožňuje měřit v širokém spektru otáček a může nám říci potřebné informace o všech točivých elementech. Na základě těchto informací můžeme stroj udržet v optimálním stavu a předejít tak defektu či havárii.

Jednoznačnost a správnost určení diagnózy u strojních zařízení závisí na tom, aby byl zavedený diagnostický systém u energetických zařízení optimálně navržen a to nejen z hlediska bezpečnostního, ale i ekonomického. Závisí také na pečlivé analýze diagnostikovatelnosti vybranosti možných závad.

Diagnostikovatelný signál je většinou zahalen do rušivých signálů jednak od dalších jevů v daném objektu a také vlivem jevů z okolního prostředí. Z těchto důvodů je zapotřebí diagnostický signál nejen analyzovat z hlediska lokalizace, detekce a rozpoznání typu závad, ale také z hlediska potlačení šumu z rušení. Stále častěji jsou proto v technické diagnostice používány kromě standardních pokročilých metod také analýzy zpracování signálu, které jsou založené na statických metodách a expertních systémech.

1. Použitý diagnostický systém

Pro vypracování mé diplomové práce byl vybrán diagnostický systém vibrodiagnostiky aplikovaný na energetickém zařízení kovářenského lisu. Budu se tedy zabývat vibrodiagnostikou jako konstrukčním prvkem použitým u energetického pohonu hydraulického lisu v kovářenském průmyslu.

Vibrodiagnostika je jednou z hlavních bezdemontážních metod technické diagnostiky. Její hlavní výhodou je její použití za provozu bez přerušení výroby u strojních zařízení, kde se vyskytuje rotační pohyb. Hlavním cílem je odhalit skutečný stav zařízení díky operativnímu plánování údržby, předcházet haváriím a minimalizovat zbytečné preventivní opravy.

1.1 Vibrodiagnostika energetických zařízení

Za účelem snížení rizik a nákladů je pro většinu firem účelné zavedení vhodných metod technické diagnostiky, tzn. i vibrodiagnostiky. Díky tomu je zajištěna efektivita monitorování stavu strojních zařízení a jejich součástí. Zabezpečuje vysokou jistotu celého strojního systému a jeho spolehlivost s dosažením prodlouženého cyklu údržby, spojené se snížením následných škod. Objektivní technický stav lze zjistit jen za provozu na základě parametrů, které lze získat bez rozebrání objektu a následného zkoumání jednotlivých dílů. Diagnostickým měřením sledujeme různé fyzikální veličiny. Můžeme se tedy u vibrodiagnostiky setkat s některými z následujících pojmů.

Mechanické kmitání: je to dynamický jev, který vzniká při vratném pohybu hmotného bodu nebo tuhého tělesa kolem klidové rovnovážné polohy. Klidová poloha je dána nulovou hodnotou působících sil. Kmitání bodu je způsobeno budící silou, která může působit jak externě, tak interně. V technické diagnostice můžeme prezentovat tuhé těleso jako celek, který lze nahradit jediným hmotným bodem. Pohyb všech částí tělesa je pak v daném čase totožný.

Vibrace: mohou též vyjadřovat termín kmitání. Hodnoty mechanických vibrací jsou dány kmitočtem, budící silou a jejím směrem. Vibrace se nám zobrazí pomocí nějaké amplitudy a fáze v daném čase. Těleso, které vibruje, má šest stupňů volnosti. To znamená,

že těleso vykonává pohyb v šesti směrech a to posunem v souřadném systému os x , y , z a rotací kolem těchto os.

Vlna: většina mechanických systémů nekmitá jako jeden pevný bod, ale dochází ke vzniku vln. Je to změna fyzikálního prostředí a jeho vlastností šířící se v tomto prostředí a přenášející energii, aniž by docházelo k přemísťování prostředí. Body u těles kmitají s různou fázovou rychlostí a výchylkou. Proto se jev šíří pružným prostředím postupnými vlnami. Pokud se v prostředí šíří proti sobě dvě stejné vlny se stejnou fázovou rychlostí, vzniká stojatá vlna. V praxi často dochází k superpozici obou jevů, tj. vibracím a vlnám.

Při vibrování stroje je tento jev vázán na dynamické namáhání stroje a jeho technický stav. Na jeho stav může mít vliv stav ložisek, hřídelí, klikových ústrojí, převodovek, vačkových mechanismů, vůle v kluzných ložiscích, nevyváženost rotujících částí, opotřebení, koroze, únava materiálů, vznikající trhliny aj. Vibrace nejsou buzeny jen rotujícími tělesy, ale také přímočaře pohybujícími se tělesy včetně pohybu plynů a kapalin.

Rázy: ty mohou být také způsobeny mechanickými vibracemi, při nichž pohybem součásti přes poškozené místo (např. kulička v ložisku apod.) dochází k náhlé změně veličiny určující vibraci. Ráz způsobí kmitavý jev, který generuje postupnou rázovou vlnu.

Podle časových změn mají vibrace charakter periodický, neperiodický nebo náhodný. U periodických se časový průběh veličin opakuje. Harmonické vibrace obsahují jedinou frekvenci a jsou popsány dle vztahu [1]

$$x = x_0 \sin(\omega t + \varphi) \quad [1]$$

Fáze: je dána posunem dvou periodických veličin, přičemž posun o 360° (resp. o 2π) je považován za nulový posun. Fázový posun u rotačních objektů, který je měřen vůči referenční značce (tj. vztažnému bodu) např. na hřídeli. Dle vztahu [2] jsou složené vibrace dány různými časovými průběhy a mohou být periodické i neperiodické.

$$x = x_{01} \sin(\omega_1 t + \varphi_1) + \dots + x_{0n} \sin(\omega_n t + \varphi_n). \quad [2]$$

Když se vibrace periodicky složí, vzniknou superpozice harmonických vibrací. Když je poměr složek složených vibrací iracionální, jsou vibrace neperiodické.

Harmonické vibrace se vyskytují pouze u budičů vibrací. V praxi se nejčastěji u vibrujících strojů setkáváme se složenými vibracemi a náhodným šumem.

Při zpracování signálu nejčastěji šumový signál překrývá složený signál, který obsahuje podstatné informace. Nejčastější vznik náhodných vibrací můžeme sledovat např. u lopatek turbíny aj.

<i>Značka</i>	<i>Jednotka</i>	<i>Název, vysvětlení</i>
s	m	Okamžitá výchylka vibrací, tj. změna polohy bodu (tělesa) k referenční soustavě souřadnic.
s₀	m	Amplituda vibrací, tj. maximální hodnota harmonických vibrací.
s_v	m	Výkmit, tj. maximální hodnota vibrací v daném časovém intervalu (<i>peak – s_p</i>).
s_r	m	Rozkmit, tj. maximální hodnota vibrací v daném časovém intervalu (<i>peak to peak – s_{pp}</i>).
φ	rad, °	Fáze harmonické veličiny v čase t=0.
ω	rad·s ⁻¹	Úhlová frekvence.
ω	rad·s ⁻¹	Úhlová rychlost.
T	S	Perioda, tj. nejkratší doba, po níž se vibrační děj a obecně každá hodnota určující, periodické veličiny pravidelně opakuje.
f	Hz	Frekvence, kmitočet.
v	m·s ⁻¹	Rychlost vibrací.
U	m·s ⁻¹	Mohutnost kmitání, tj. maximální efektivní hodnota rychlosti vibrací (v daném časovém intervalu) na vybraných místech.
a	m·s ⁻²	Zrychlení vibrací.
g	m·s ⁻²	Tíhové zrychlení.

Tab. 1.1 Přehled vybraných veličin [1]

V diagnostice strojů je vhodné pro měření vůlí v mechanismech vyhodnotit výchylky. Takto naměřené vůle jsou zaznamenávány převážně v nízkofrekvenční oblasti kmitů, řádově v jednotkách hertzů. To proto, že při vyšších otáčkách stroje kinematika hřídele neodpovídá hodnotám vůlí. Nejlepší veličinou je efektivní hodnota rychlostí, jelikož je přímým měřítkem z hlediska přenosu energie a škodlivosti vibrací.

Většina vibrujících strojů generuje hluk, který se dále šíří do okolí. Mohlo by se tedy při tomto měření použít hlukové diagnostiky. Já se však v mé práci dalšími metodami na konkrétním případě zabývat nebudu, vzhledem k rozsahu diplomové práce je dostačující měření v rámci vibrodiagnostiky. Dále by šlo měření kombinovat s měřením dalších diagnostických veličin, jako jsou parametry rozběhu a doběhu stroje, krouticí moment, provozní tlak, otáčky, teplota aj.

1.2 Druhy možných závad dle kmitočtového spektra

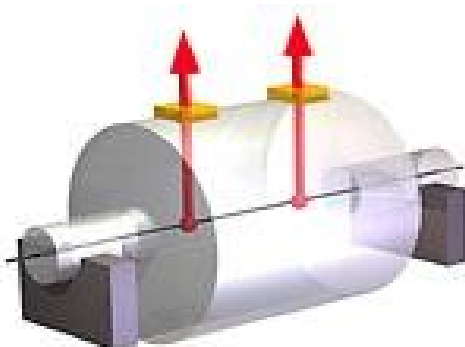
1.2.1 Nízké kmitočty

Oblast nízkých kmitočtů znamená, že kmitočtové pásmo odpovídá pásmu otáček hřídele. Toto kmitočtové spektrum může obsahovat následující diagnostické informace:

- excentricita
- prohnutý hřídel
- nevyváženost hřídelů, rotorů
- závady na soukolí převodovek
- mechanické vůle
- víření olejového filmu v kluzném ložisku
- nesouosost hřídelů u spojek
- trhlina v hřídeli nebo spojce
- rezonance
- defekty na kluzných nebo valivých ložiskách
- vadný hnací řemen
- elektrické nebo magnetické závady na el. strojích aj.

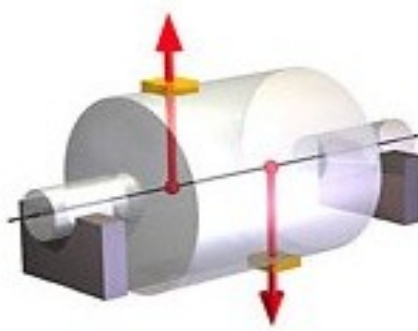
Vybrané druhy příčin vibrací

Nevyváženost hřídelů a rotorů je zapříčiněna nerovnoměrným rozložením hmoty, což u točivých strojů způsobuje, že osa rotace není stejná s osou setrvačnosti. Nevyváženost můžeme rozdělit na nevyváhu statickou, dynamickou, momentovou nebo dynamickou při letném uložení setrvačné hmoty. Nevyváženost statická dle (obr. 1.1) je, když osa rotace x_1 je rovnoběžná s osou setrvačnosti x_2 . Nevyváženost momentová dle (obr. 1.2) se projevuje, když osa rotace x_1 není rovnoběžná s osou setrvačnosti x_2 , ale těžiště T je na ose setrvačnosti a síla $F_1=F_2$. V provozu se však nejvíce setkáváme s dynamickým typem nevyváženosti, což je znázorněno na obrázku (obr. 1.3.) Tato dynamická nevyváženost se projevuje vibracemi stroje, které se projeví na frekvenci, jež je shodná s jeho otáčkovou frekvencí a většinou i na dvojnásobku této frekvence. Tyto frekvence se projevují jak v radiálním, tak axiálním směru, nejvíce však ve směru radiálním. Axiální směr je směr měření vibrací ve směru osy hřídele a směr radiální je pak kolmý k ose hřídele.



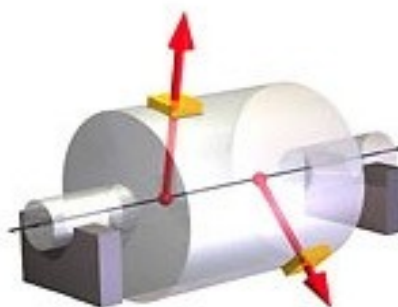
Obr. 1.1 Statická nevyváženost [15]

Nesouosost hřídelů je jedním z častějších případů vibrací. Můžeme se setkat s nesouosostí rovnoběžnou nebo úhlovou dle (obr. 1.4.) Úhlová nesouosost se projeví vibracemi v axiálním směru fázově navzájem posunuté přes spojku o 180° . Frekvence je stejná jako otáčková, ale mohou se vyskytnout i další harmonické složky. Při rovnoběžné nesouososti jsou vibrace v axiálním směru také fázově posunuté přes spojku o 180° . Na první pohled lze nesouosost poznat podle složky na dvojnásobku otáčkové frekvence a to tak, že její amplituda je větší než u základní složky.



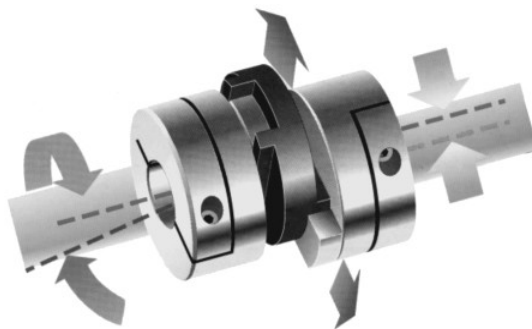
Obr. 1.2 Momentová nevyváženost [15]

Prohnutý hřídel se projeví vibracemi, které se objeví na základní a dvojnásobné frekvenci otáček.



Obr. 1.3 Dynamická nevyváženost [15]

Mechanické vůle se projevují mechanickým kmitáním, které je způsobeno např. vůlí ložiska v domku, uvolněnými kotvicími šrouby aj. Tyto vibrace se projeví na násobcích harmonických a násobcích subharmonických složek otáčkové frekvence. Vibrace se převážně objevují v radiálním směru, ale jsou směrově závislé v oblasti $\pm 30^\circ$.



Obr. 1.4 Nesouosost spojek [14]

Trhliny v hřídelích se nejvíce projevují na základě amplitudy a fáze spektrálních složek při základní a dvojnásobné otáčkové frekvenci, a to při rozběhu nebo doběhu.

1.2.2 Střední kmitočty

V tomto pásu kmitočtu jsou nejčastěji detekovány závady na ozubených kolech převodovek a závady na elektromotorech. Kmitočtové pásmo odpovídá zubové frekvenci. Můžeme tedy detekovat tyto závady:

- excentricita uložení kol převodovky
- nestejnoměrná šíře zubů
- opotřebení stykové plochy
- ozubené kolo s vyštípnutým nebo zlomeným zubem
- nadměrná vůle způsobující oscilace kola
- kavitační jevy
- ohnutý hřídel s ozubeným kolem
- uvolnění kola na hřídeli
- nesouosost hřídelů s ozubenými koly
- elektrické nebo magnetické poruchy u indukčního motoru (nesymetrie statoru nebo rotoru, poškozené rotorové tyče, proměnná vzduchová mezera aj.)

Analýza převodovek s čelními ozubenými koly se provádí analýzou zubové frekvence, která vzniká při záběru ozubených kol. Je tedy zapotřebí znát počet zubů a rychlosti otáčení jednotlivých kol. Zubová frekvence f_z pro jednoduchou převodovku je dána vztahem [3].

$$f_z = f_1 \cdot z_1 = f_2 \cdot z_2 \quad [3]$$

Kde: f_1 - je otáčková frekvence kola 1 s počtem zubů z_1

f_2 - je otáčková frekvence kola 2 s počtem zubů z_2

Zubovou (neboli také záběrovou) frekvenci můžeme také detekovat i u nových a bezvadných převodovek. To je způsobeno periodicky proměnnou tuhostí spojení ozubených kol v záběru a rázy při styku dvou zubů, které nemají ideální tvar profilu zubu. Díky tomu jsou ve spektru kromě základních složek i vyšší harmonické složky a boční pásma způsobena amplitudovou modulací během otáčky kola. Hlavní amplitudový signál je dán zubovou frekvencí a modulační pak otáčkovou frekvencí. Amplitudy zubových a otáčkových frekvencí obvykle při záběru klesají, ale po určitém opotřebení zubů dochází k jejich nárůstu. Při záběru zubů dochází ke skluzu, což způsobuje postupné obroušení povrchu.

U převodovek můžeme rozpoznávat další vlivy, které se objeví ve spektru. Mohou vznikat rezonanční složky, nebo můžeme detekovat nesouosost hřídelů u převodovky, uvolněné kolo na hřídeli, excentricitu, boční zubovou vůli, nebo odštípnutí či odlomení částí zubu a spousty dalších závad, které zjišťujeme na základě hlubšího rozboru spekter. Tyto spektra mohou být různě maskována jinou závadou, a to třeba nevyvážeností ozubeného kola aj. Abychom tyto závady odhalili, musíme použít různé přepočty nebo si vygenerovat násobky.

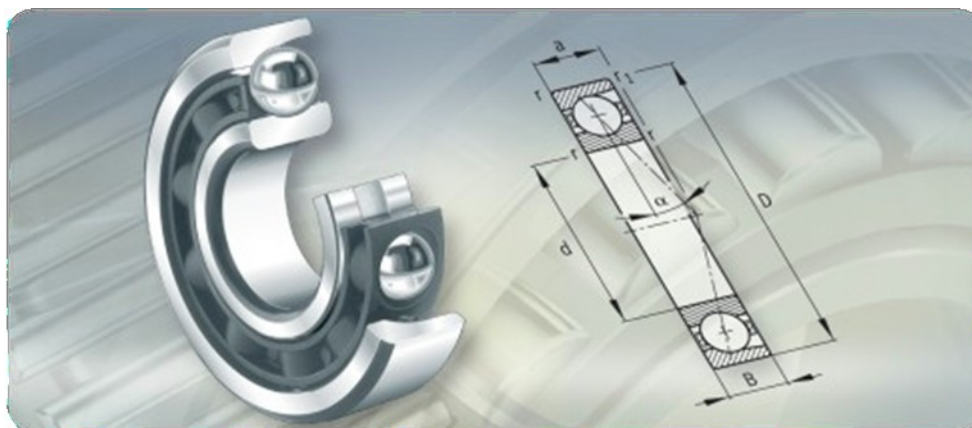
Při vibrodiagnostické analýze převodovek je nutné porovnávat spektra vždy při stejném momentovém zatížení, protože při nárůstu zatížení klesají amplitudy složek zubových kmitočtů.

Elektrické a magnetické poruchy u indukčních motorů. U indukčních motorů se mohou vyskytnout závady, které způsobí prasklé nebo uvolněné rotorové tyče. Tato závada se projeví vibracemi, které se zobrazí ve spektru nárůstem postranních pásem. Pokud velikost spektrálních složek překračuje mez 45 dB, jedná se o závažný defekt.

Navýšení druhé harmonické složky síťové frekvence, včetně postranního pásma vůči složce první harmonické, způsobují vady na rotoru. A to výstředností rotoru, proměnnou vzduchovou mezerou a defektem v železe rotoru.

1.2.3 Vysoké kmitočty

V této oblasti kmitočtových pásem se nejvíce projevují závady valivých ložisek. Z důvodu povrchové únavy materiálu na částech ložisek dochází k vylamování a vydrolování materiálu z povrchové vrstvy (tzv. pitting). U ložisek se také můžeme setkat s problémy, které způsobují vůle vznikající otěrem, korozí, rýhováním, prohlubováním a poruchám klece. Abychom tyto poruchy mohli lokalizovat, musíme znát frekvence určené z rozměrů ložiska dle (*obr. 1.5*).



Obr. 1.5 Geometrie valivého ložiska [15]

V počátečních fázích vzniku pittingu o rozměrech řádově mikrometrů se při kontaktu kov-kov ložiskem šíří akustická emise o frekvenci až několik MHz. Spojitý signál se obvykle musí filtrovat pásmovou propustí a dále se staticky zpracovávat. Efektivní hodnota, směrodatná odchylka, střední hodnota aj. se v průběhu života ložiska porovnávají a z trendu hodnot se určí nárůst poškození nebo se srovnávají s hodnotami u metod SEE

(*Spectral Emitted Energy*), vyvinutou firmou SKF. Můžeme také sledovat impulzní akustický signál, kdy hodnoty překračují nastavený práh.

V dalších fázích opotřebení ložiska dochází k poškození jeho částí, ale vibrační spektrální složky odpovídají nízkým kinematickým frekvencím, které jsou maskovány nízkofrekvenčními spektrálními složkami. Z těchto důvodů se diagnostika ložiska v tomto stádiu poškození provádí v ultrazvukovém pásmu (20 kHz-60 kHz). K měření je zapotřebí použít speciální akcelerometry s vysokou hodnotou vlastní rezonanční frekvence. Akustická vlna vyvolána ložiskem dopadá na akcelerometr a vybudí jeho vlastní kmitání. Akcelerometr generuje složku modulovaného signálu, přičemž modulační složka je generována vadami ložiska. Tento signál je nejprve filtrován od nízkofrekvenčních vibračních složek jiných částí stroje. Pro vyhodnocení signálu se pak používá řada diagnostických metod vyvinutých u různých firem. Z několika metod lze například uvést BCU (*Bearing Condition Unit*) firmy **Schenck** a metodu SPM (*Shock Pulse Method*) firmy **SPM**. Nejvíce využívanou metodou je však **obálková analýza** (viz další třetí fáze poškození). Všechny tyto uvedené metody jsou vhodné k detekci mikrotrhlin.

V poslední fázi poškození ložiska už můžeme použít klasické akcelerometry. Poškození elementů je už tak rozsáhlé, že při průchodu tělesa přes toto místo jsou vyvolávány rázy, které přenášejí kinetickou energii na těleso ložiska. Toto těleso se rozkmitá v rozmezí kmitočtů 5 kHz-20 kHz. Tyto kmity jsou tlumené a rychle doznívají. Opět dochází k modulaci signálu opakující se frekvencí vady, a proto je zapotřebí ke zpracování signálu použít např. obálkovou analýzu. Když už jsou elementy ložiska ve fázi značného poškození, lze registrovat vibrační spektrální složky přímo v oblasti nízkých kmitočtů. Současně dochází také k nárůstu otáčkových spektrálních složek a široká oblast spektra má náhodný charakter.

2 Hydraulická stanice lisu

V této kapitole budu aplikovat veškeré poznatky a metody technické diagnostiky z předchozí kapitoly na hydraulické stanici kovacího lisu, který je provozován v ostravské kovárně. V první části bude popsán pohon hydraulických generátorů. Jedná se celkem o čtyři pístové generátory pro jednu kovací stanici. Budu popisovat situační schéma a způsob uložení pohonu. Dále bych se chtěl věnovat způsobu detekce vibrací a postupu při zjišťování závad.

2.1 Schéma pohonu hydraulické stanice a způsob měření

O pohon hydraulické stanice se stará elektromotor, jehož krouticí moment a výstupní otáčky jsou převodovány pomocí dvoustupňové převodovky. Z převodovky vedou dva výstupy, které jsou spojeny pomocí spojek s celkem čtyřmi hydraulickými generátory (čerpadly). Tato čerpadla vyrábí tlakovou energii, která je potřebná k pohonu kovacího lisu. Tlaková energie je přenášena pomocí hydraulického zařízení a hydraulického oleje.



Obr. 2.1 Ilustrační foto soustrojí

Elektromotor: Jedná se o asynchronní motor, vyrobený v ČKD dle typového označení **typ 21S215 - 04H**. Motor disponuje výkonem **$P = 1000 \text{ kW}$** a jeho výstupní otáčky jsou **$n = 1480 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$** . Rotor motoru je uložen na dvou místech a to pomocí ložisek v bodě L1 – NU 326 a v bodě L2 – NU 326, 6326. Body L1 a L2 značí měřicí místa vibrací. Ložiska jsou od firmy SKF

Převodová skříň: Elektromotor dále přes spojku pružinového typu BIBI pohání dvoustupňovou převodovku se šikmým čelním ozubením. Převodovka byla vyrobena v závodě V. I. Lenina, Plzeň n. p. Celkový převodový poměr převodovky je **$i = 7$** . Otáčky na vstupu jsou **$n_1 = 1480 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$** a otáčky na výstupu jsou **$n_2 = 210 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$** (viz *tab. 2.1*).

Výrobce – Závod V. I. Lenina, Plzeň n. p.	
N	1030 kW
n_1	$1480 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$ (otáčky na vstupu)
n_2	$210 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$ (otáčky na výstupu)
i	7

Tab. 2.1 Popis převodové skříně

Převodová skříň má instalovány celkem tři hřídele, které jsou dle kusovníku uloženy v ložiscích takto:

- 22 326 SKF v bodech L1, L2
- 22 332 SKF v bodech L3, L4
- 22 240 SKF v bodech L5, L6 (viz *obr. 2.3*)

Převodový poměr je uskutečňován pomocí celkem šesti ozubenými koly se šikmým ozubením. Zde jsou uvedeny počty zubů ozubených kol:

- Pastorek uložený v L1 – L2 - 24 zubů
- Kolo uložené v L5 – L4 - 81 zubů
- Kolo uložené v L5 – L6 - 169 zubů (viz *obr. 2.3*)

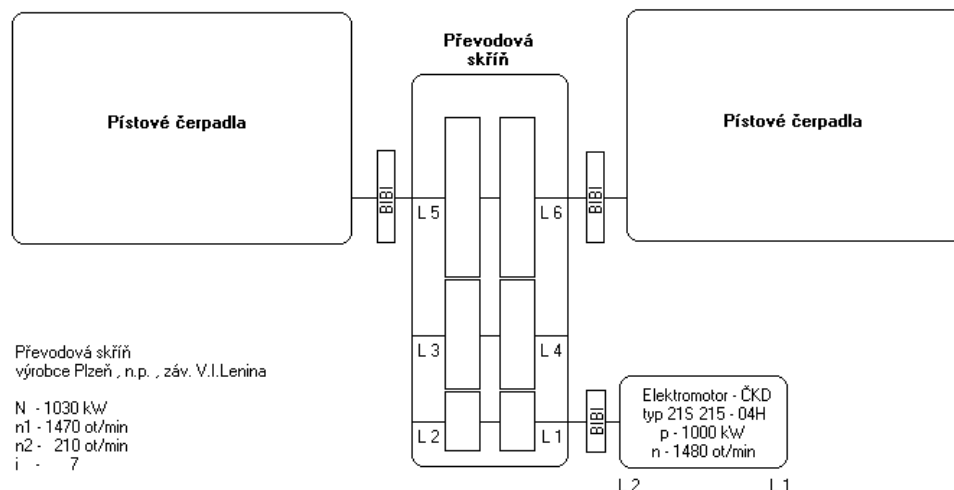
Zadávej vstupní otáčky v Hz				Vstupní frekvence :		25 Hz	tj. otáček
							1500
kolo	zubů		zubové frekvence		převodový poměr		
1	24		600,000	vstup	1	3,375	
2	81		599,999	mezi	0,296296	2,0864198	
3	169		591,500	výstup	0,14	7,0416667	
Hřídel			Otáčková				
1	motor		25,000		1500,00		
2	vstup	rotorová f.pastorku1,2	25,000		1500,00		
3	mezi	rotorová f. kola3,4	7,407		444,44		
4	výstup	rotorová f. kola5,6	3,500		210,00		

Tab. 2.2 Otáčkové poměry v převodovce



Obr. 2.2 Pohled na převodovou skříň s demontovaným krytem

Převodová skříň je mazána pomocí tlakového mazání. To je doplněno o mazání rozstřikem a broděním. Jako mazací médium se používá běžný převodový olej s blíže nezjištěným druhem.



Obr. 2.3 Situační schéma převodové skříně

Z důvodu posouzení stavu bylo víko převodové skříně demontováno. Stav převodovky byl úměrný jejímu věku a ozubení již vykazovalo opotřebení. Na ozubených kolech byl vidět patrný vliv nečistot v olejovém systému. Na jednotlivých bocích zubů byly patrné záseky od cizích nečistot (viz obr. 2.4). Ozubení pastorku a prostředního ozubeného kola nese stopy pittingu, které jsou patrně vidět na obrázku (obr. 2.5). Celkové opotřebení převodových kol neslo známky rovnoměrného opotřebení, až na jeden zub pastorku, který nese známky silnějšího poškození (viz obr. 2.6).



Obr. 3.4 Zásoky do ozubených kol



Obr. 2.5 Pitting ozubeného kola



Obr. 2.6 Zvýšené opotřebení zubu pastorku

Na dně převodové skříně bylo patrné, jaká je velikost znečištění oleje a také, že celý systém mazání je zanesený. Detailnější kontrola ložisek převodovky nebyla možná, protože byla namontována.

Doporučení: Vzhledem k velikosti a náročnosti celého převodového ústrojí by bylo velice nákladné a neekonomické provádět generální opravu. Také stádium opotřebení ještě není v kritickém stavu. Jako zásadní problém bych považoval celý olejový systém. Bylo by tedy vhodné provést důkladné vyčištění celého olejového systému, včetně čerpadla a olejových filtrů. Doporučuji také provést vyčištění celé převodové skříně, včetně všech potrubních rozvodů a armatur. Vzhledem k blíže nespecifikovanému druhu převodového oleje bych doporučil provést tribologický rozbor olejové náplně a na základě výsledku bych uvažoval o filtraci celé olejové náplně nebo o její výměně. Při zpětné montáži soustrojí dále doporučuji provést řádné ustavení jednotlivých komponentů a překontrolování základů soustrojí. Při této kontrole bych se hlavně zaměřil na kontrolu kotvících šroubů, zda nedošlo k jejich uvolnění či poškození. Těmito opatřeními eliminujeme nežádoucí provozní jevy, které jsou způsobeny nesouosostí soustrojí.

Po provedení výše popsaných opatření a při najíždění do provozu doporučuji provést vibrodiagnostické měření z důvodu zaznamenání aktuálního stavu a tím zjištění aktuálního

stavu. Vhodné by bylo tyto měření provádět v pravidelných intervalech, aby šlo určit časový trend vývoje vibrací a tím předcházet případné havárii.

Pístová čerpadla: Převodová skříň pohání přes pružinovou spojku typu BIBI celkem čtyři vysokotlaká horizontální pístová čerpadla typu 6H, vyrobená v závodu Sigma pumpy Hranice. Tyto čerpadla jsou určena k čerpání emulzí, olejů a jiných neaktivních kapalin a roztoků do 50°C s hodnotami pH v rozmezí 6,5 – 8. V kovárně jsou čerpadla použita, jak už jsem zmínil, k pohonu hydromotoru u kovacího lisu. Čerpadlo disponuje průtokem $Q = 650 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ a maximálním tlakem $p = 350 \text{ bar}$.

Čerpadla jsou dodávána buď v sólo provedení, nebo s kompletním pohonem. Čerpadla a čerpací soustrojí jsou běžně dodávána i do prostředí s nebezpečím výbuchu. Minimální tlak u pístových čerpadel není směrem dolů nijak omezen.

2.2 Použité metody měření

Naměřené a vyhodnocené výsledky měření na soustrojí hydraulické stanice pro pohon kovacího lisu jsou prezentovány formou:

- Měření mohutnosti vibrací, jedná se o měření efektivní hodnoty vibrací v pásmu 10 – 1000 Hz a uváděné v $\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$.
- Měření **Envelope** - speciálně vyfiltrovaný a upravený signál, tzv. **obálka zrychlení** vibrací. Metoda je schopna ve vysokofrekvenčním signálu objevit a zdůraznit složky s nízkou amplitudou - rázové opakující se děje, které indikují poškození ložisek, ozubených převodů atd. Měření obálky zrychlení je uváděno dvojí formou – špičkovou hodnotou (udává velikost rázového poškozujícího děje) a efektivní hodnotou (udává rozsah/velikost poškození).
- **SEE technologie** (spektrální emitovaná energie) - měření ultrazvukového signálu je určeno pro velmi včasné zjištění začínajícího poškození ložiska nebo problémy mazání. Velikost je úměrná množství a velikosti styků kov-kov (nedostatečné mazání, tření jednotlivých součástí, množství nečistot v mazivu atd.).
- Měření probíhá v horizontálním (H), vertikálním (V) a axiálním (A) směru.

Klasifikace pásem mohutnosti vibrací dle ČSN ISO 10816-3

									Rychlost - širokopásmová efektivní hodnota vibrací .
								11,0	
								7,1	
								4,5	
								3,5	
								2,8	
								2,3	
								1,4	
								0,7	
								mm / s	
tuhý	pružný	tuhý	pružný	tuhý	pružný	tuhý	pružný	Základ	
čerpadla > 15 kW				Středně velké stroje 15 kW až 300 kW		Středně velké stroje 300 kW až 50 MW		Typ stroje	
integrováný pohon		oddělený pohon		el. stroje s výškou hřídele 160 až 315 mm		el. stroje s výškou hřídele nad 315 mm			
Skupina 1		Skupina 2		Skupina 3		Skupina 4		Skupina	

	- nové , přejímané stroje
	- neomezeně dlouhý provoz
	- neuspokojivé pro trvalý provoz
	- vibrace mohou vyvolat poškození

Tab. 2.3 Pásmo mohutnosti vibrací (alarmy)

Hodnoty mohutnosti vibrací uvedené v (tab. 2.3) dle normy ČSN ISO 10816-3 nejsou závazné, pouze doporučují nastavení hodnot k určení hranic alarmů. Tyto hranice se dají posouvat na základě druhu provozu. Někdy můžeme stroj v nenáročném provozu provozovat i v nejvyšších hodnotách 3. stupně alarmu a stroj nemusí vykazovat defekt nebo dokonce havarovat. Záleží na dimenzování stroje a jeho tuhosti. Na základě dlouhodobého provozu se dají tyto alarmy posouvat a tím zefektivnit údržbu jako celek. Samozřejmě u provozů, kdy jsou požadovány vyšší nároky na bezpečnost práce, by se tyto hranice neměly měnit.

2.3 Sběr dat analyzátozem

K měření byl použit přenosný sběrač dat FFT analyzátor/datakolektor CMVA 60 Microlog od firmy SKF. Přístroj nejen sbírá data o vibracích a provádí standardní funkce analýzy, ale současně zahrnuje existenci vestavěné inteligence pro detekci, analýzu a korekci problémů strojů.

CMVA 60 disponuje zabudovanou inteligencí, která usnadňuje provádět důležitou analýzu a korekci s minimálním nastavením. Tento přístroj se hodí jak pro začátečníky,

tak i experty pro detekování, analýzu a korigování problémů strojů. Můžeme rovněž přenášet modul FAM do analyzátoru (Frequency Analysis Module – modul pro analýzu frekvencí), který provádí automatické překrytí posbíraných spekter nejen frekvencemi závad ložisek, nýbrž i jakýmkoliv frekvencemi závad včetně nevývahy, nesouososti, mechanického uvolnění a dalšími. Tím se usnadňuje identifikace závad ložisek a dalších mechanických nebo strukturních problémů.



Obr. 2.7 Datakolektor CMVA 60 Microlog

Specifikace:

- **Zdroje signálu:** Zrychlení, rychlost a výchylka z ručních nebo nainstalovaných senzorů či z monitorovacího systému. SEE senzor: CMSS786M, AC/DC proudové snímače, tlakové snímače, teplotní snímače s rozsahem -50°C až $+1150^{\circ}\text{C}$, univerzální tachometrický vstup s pulzními vstupy až do $\pm 25\text{ V}$.
- **Předzpracování signálu:** Hardwarová obálka (demodulátor) – volitelné čtyři vstupní filtry pro speciální detekci problémů ložisek a ozubení, výběr filtrů 5 – 100 Hz; 50 – 1000 Hz; 500 Hz – 10 kHz; 5 – 40 kHz.
- **Vstupní parametry:** Tachovstup – minimální puls o amplitudě 2 V špička – špička, 10 % zvlnění signálu, minimálně 0,1 ms široký puls. Vstupní impedance –

1M Ω m. Vstupní vazba – nízkofrekvenční filtr 3 dB na 0,5 Hz. Vstupní rozsah napětí – střídavé ± 50 V. Dynamický rozsah – 80 dB (14-ti bitový převodník) a 60 dB změna rozsahu, čímž získáme celkový rozsah 140 dB. Amplitudová přesnost – do 1% na jednotlivé frekvenci. Vstupní konektory – BNC (3) vstup, výstup, tachosignál/fáze a multi-pin konektor typu D.

- **Zpracování a ukládání dat:** Microprocesor – Intel, 32 bit 25 MHz. Paměť – 6 Mb (flash 4 Mb).

Měření:

- **Rozsah:** 05 Hz do 20 kHz (plynule přestavitelný).
- **Průměrování:** programovatelné od 1 do 9999. Typ – vypnuto (Off), aritmetické průměrování, Peak Hold, časově synchronní. Režim – kontinuální, v zadaném počtu (Finite), opakovaný (Repeat).
- **Značky:** pevná anebo od kurzoru. Jednoduchý, harmonické, relativní, postranní pásma.
- **FFT analýza:** Startovní frekvence – programovatelná od 0 do maximální frekvence. Maximální frekvence – je možné zvolit od 1 Hz do 20 kHz. Rozlišitelnost – programovatelná 100, 200, 400, 800, 1600, 3200 a 6400 čar. Frekvenční přesnost – 0,01 % frekvence, na pozici kurzoru. Typy okének – Hanningovo, obdélníkové, Flat top.

Režimy sběru dat:

- na trase (Route)
- mimo trasu (NouRoute)
- analyzátor (Analyzer)

Kdo používá systém Microlog – systém CMVA60 je používán zkušebními personálem údržby strojů, který chce sbírat a analyzovat data vibrací rotačních strojů na pomoc při snižování nákladů a zkracování doby odstávky. Systém CMVA60 Microlog se sestává ze tří komponent:

- datového kolektoru Microlog CMVA60
- hlavního počítače s programem pro analýzu dat PRISM⁴

Měření vibrací jsou sbírána pomocí ruční sondy, magneticky uchyceného snímače, z trvale namontovaných snímačů nebo z nainstalovaného monitorovacího systému. Měření teploty se provádějí pomocí bezkontaktního infračerveného čidla nebo pomocí dotekového teploměru. Hodnoty odečítané z jiných indikátorů mohou být do Micrologu zadávány stisknutím odpovídajících numerických kláves na klávesnici Micrologu. Dále lze rovněž zadávat pozorování tak, že je napíšeme otevřeným jazykem nebo pomocí kódovaných poznámek.

2.3.1 Standardní nastavení měření (Aplikace)

V této kapitole jsou popisována standardní nastavení měření pro měření na typických strojích.

Víme, že ve skutečnosti není žádný takový „typický“ stroj. Konstrukce stroje, jeho montáž a provoz se silně liší od závodu k závodu, takže nikdo nemůže říci, co lze považovat za „typické“. Avšak existuje obecná třída strojů, která se sestává ze strojů, jež jsou obvykle měřeny při stejném nastavení Micrologu pro měření. Tuto skupinu strojů jsem nazval „typickými“ stroji.

Typické stroje – u typického stroje uvažujeme, že je to rotační zařízení jako jsou ventilátory, čerpadla, kompresory, motory nebo generátory, které pracují při otáčkách od 600 do 10000 ot·min⁻¹. Všechny typické stroje mají následující komponenty:

- Hřídele
- Spojky
- Ložiska

Nastavení měření u Micrologu jsou téměř stejná, když se měří komponenty na typických strojích (ať je to čerpadlo, ventilátor atd.). Proto jsem na místo opakovaného popisu identických nastavení Micrologu pro různé stroje uspořádal stroje, které se obvykle měří se stejným nastavením Micrologu a popisují standardní nastavení Micrologu pro měření vibrací aplikované na hydraulické stanici kovárenského lisu.

Standardní měření – protože jsou v mnoha případech vibrace považovány za jeden z nejlepších indikátorů stavu strojů, jsou vibrační měření klasifikována jako „standardní“ měření. Ze čtyř obvyklých vibračních měření (zrychlení, rychlost, výchylka a obálka

zrychlení) jsou měření rychlosti v typickém případě používána pro detekování nízkofrekvenčních rotačních událostí (např. nevývahy, nesouososti, mechanického uvolnění, ohnutí hřídele atd.) u většiny rotačních strojů.

Dříve byla měření rychlosti nejpobulárnější, když se měřily vibrace. Avšak v důsledku zlepšení technologie akcelerometrů se měření zrychlení stávají převládajícími.

Rychlost: protože rychlost je obvykle nejčastějším měřením nízkofrekvenčních vibrací, je standardní nastavení měření rychlosti u Micrologu jádrem této aplikace.

Zrychlení: tato měření se v typickém případě používají pro určení vysokofrekvenčních rotačních problémů (např. u vysokootáčkových strojů s otáčkami nad 10000 ot·min⁻¹ a problémy valivých ložisek a převodovek).

Obálka zrychlení: (ENV Acc): Tato měření zvýrazňují nízkofrekvenční události ve vysokých frekvencích, opakovací vibrační signály a úspěšně detekují a měří problémy valivých ložisek a převodovek v raném stádiu poškození.

Výchylka: tato měření jsou obvykle používána pro měření relativní vzdálenosti mezi dvěma plochami. U lehkých rotorů, které pracují v těžkých, tuhých skříních se největší část dynamické síly vibrací dissipuje mezi hřídelem a plochou ložiska, a nikdy nedosáhne povrchu ložiskového stojanu. V těchto případech je nutné použít bezdotykové sondy a měření výchylky.

Veškeré tyto parametry nám pro měření vibrací u hydraulické stanice postačují. Při očividné závadě můžeme použít jednotlivá měření v jednom bodě, abychom zjistili příčinu nežádoucího stavu. Pro tyto účely nám postačí nastavení standardního měření. Více nás ovšem bude zajímat dlouhodobý a celkový stav celého soustrojí. K těmto účelům musíme Microlog nastavit v menu ROUTE (trasa) a určit tak postup při pravidelném měření. Vše bude popsáno v dalších kapitolách.

2.3.2 Nastavení standardního měření zrychlení

Max Freq:

- **Pro spojky a hřídele:** pro měření na spojkách bez převodovek použijeme pravidlo pro nastavení maximální frekvence při standardním měření rychlosti (5x až 6x frekvence otáčení).

- **Pro ložiska:** když provádíme měření zrychlení na ložiskách, je maximální frekvence určena otáčkami hřídele s komponenty. Použijeme následující tabulku (tab. 2.4) pro nastavení parametru Maximum Freq:

otáčky hřídele ($\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}$)	maximum Freq. (kHz)
$\leq 1200 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$	1 kHz
1200 – 1400 $\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}$	2 kHz
2400 – 3600 $\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}$	5 kHz
$> 3600 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$	10 kHz

Tab. 2.4 Nastavení parametrů Max. Freq

- **Pro převodovky:** když provádíme měření zrychlení na převodovkách, je typické nastavení maximální frekvence na čtyřnásobek frekvence záběru zubů (která je určena součinem počtu zubů a otáček hřídele) plus 10 %:

$$4 \cdot (\text{počet zubů} \times \text{otáčky hřídele}) + 10 \%$$

Výsledné FFT spektrum nám dovolí vidět třetí harmonickou složku záběru zubů a její postranní pásma.

2.3.3 Nastavení ROUTE (trasy)

ROUTE (trasa) je seznam bodů uspořádaných v pořadí podle nejefektivnějšího sběru dat. Výhodou sběru dat podle trasy je to, že lze měření uspořádat pro nejefektivnější sběr bez ohledu na jejich místo v hierarchii. Tato metoda rovněž dovolí, aby měřicí bod nebo body byly zařazeny do různých tras a je výhodná pro provádění statistické zprávy o trase. Vlastnost trasy nám dovolí vybudovat sekvence sběru dat (trasy – ROUTE), které nám napomáhají provádět nejúčinnější způsob sběru dat.

Trasa se buduje pomocí hierarchické metody v programu PRISM a to podle organizace hierarchie oblasti, typu stroje nebo podobného uspořádání do skupin. Když se body (POINT) přenesou do kolektoru Microlog v hierarchickém pořadí, budeme pravděpodobně muset při sběru dat na této trase „přeskakovat“ některé z nich, nebo budeme muset opakovat některé kroky, abychom se dostali k dalšímu bodu na trase. I když vybudujeme databázi při použití metody „nejefektivnější trasy“, v době sběru dat můžeme provést

změny v seznamu trasy (ROUTE) nebo můžeme chtít, aby se jeden bod objevil na více než jedné trase.

Sbírání dat: když máme trasu v kolektoru Microlog zadanou, objeví se nám po zapnutí volba trasy (ROUTE). Abychom mohli trasu zahájit, musíme tuto volbu potvrdit - než zahájíme měření, kolektor nám ukáže postup trasy postupně od **1:Route**. Pokud chceme, můžeme k trase zadat i instrukce, které se nám zobrazí (jako **Instrukcions #1**). Pokud jsou všechny sestavy uzavřeny, je potřeba otevřít požadovanou sestavu. Pokud provedeme celou sestavu měření po celé trase, objeví se zpráva o konci trasy. Můžeme kdykoliv sbírat měření kdekoliv v dalším pořadí „mimo trasu“ nebo vrátit se zpět k počítači a přenést do něj data, která jsme sesbírali.

Samozřejmě můžeme jednotlivé kroky přeskakovat, mazat, doplňovat nebo analyzovat přímo na místě. Postup těchto kroků je blíže popsán v manuálu k analyzátoru CMVA60 Microlog. Můžeme také provést analýzu přímo na místě.

2.4 PRISM⁴Pro

PRISM⁴Pro je „expertní“ systém pro analýzu vibrací strojů, který používá svou bázi znalostí pravidel o vibracích a poplachových mezích pro analýzu a diagnostiku informací o vibracích strojů, které dostává ze systémů pro sběr dat CMVA 60 Microlog. PRISM⁴Pro poskytuje expertní analýzu, diagnózu a doporučuje akce na opravu problémových strojů.

Operace v programu PRISM⁴Pro se dělí na dvě kategorie:

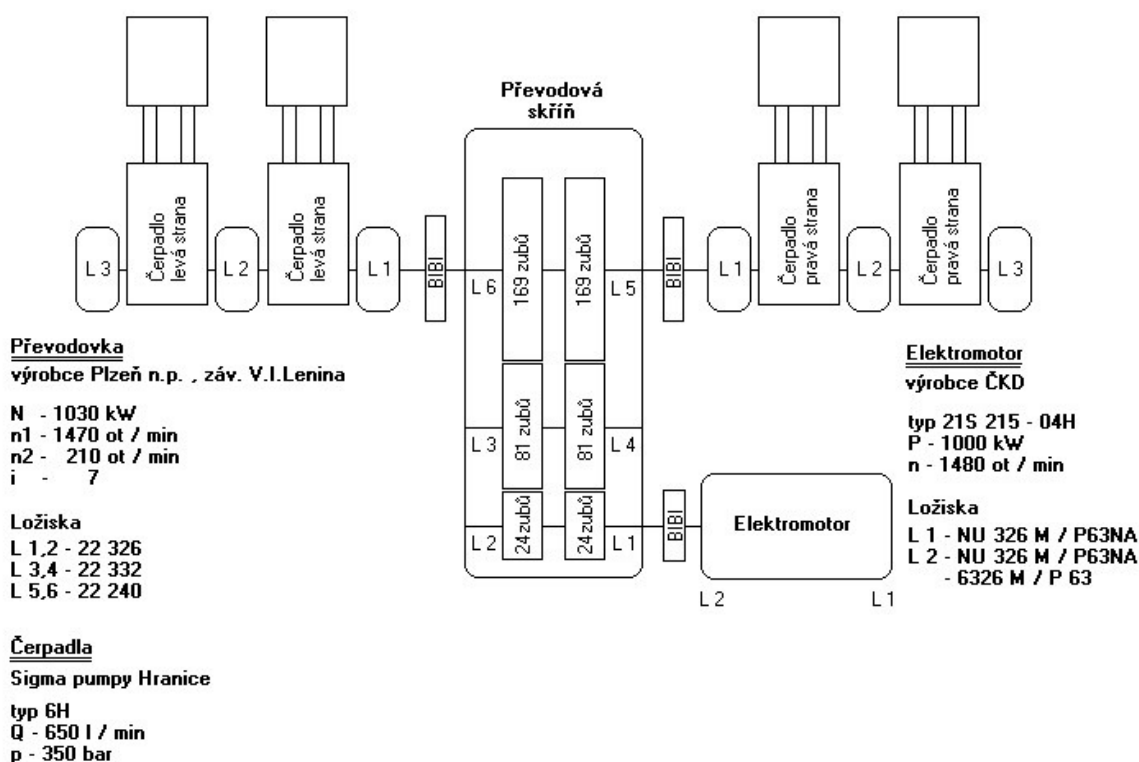
- **Definování modelů v PRISM⁴Pro:** v programu vybudujeme model monitorovaných strojů a zaznamenáme spojitě měřící body modelu se skutečnými měřeními, která jsou uložena v hostitelské databázi PRISM.
- **Zpracování modelů PRISM⁴Pro:** program dokáže při zpracování modelů aplikovat poplachové meze modelu na vibrační data, uložená v hostitelské databázi PRISM a přitom používá svoji bázi znalostí pravidel pro vibrace na zpracování seznamu symptomů u monitorovaných strojů. Na požádání nám program vyhodnotí symptomy a generuje expertní diagnózu, a pokud je to nezbytné, doporučí akce pro opravu u těchto problémů.

Postup při zjišťování vibrací a následné zpracování se dá shrnout do těchto bodů:

- **Hostitelská databáze PRISM:** nejprve vytvoříme databázi měřících bodů pro stroje, které mají být monitorovány. Následně přeneseme měřící body do datakolektoru Microlog.
- **PRISM⁴Pro:** dále použijeme tento program pro vytvoření modelu stroje, který reprezentuje stroj, jenž má být monitorován. U tohoto modelu popíšeme jeho hlavní komponenty, subkomponenty a měřící body (měřící body jsou připojeny ke skutečným měřícím bodům, které existují už v hostitelské databázi). Rovněž přiřadíme poplachové meze k měřícím bodům modelu.
- **Microlog:** provedeme sběr dat s datovým kolektorem Microlog nebo jiným datovým kolektorem a přeneseme nasbíraná data od strojů do hostitelské databáze PRISM.
- **PRISM⁴Pro:** na závěr zpracujeme model stroje. Nasbíraná, naměřená data, uložená v hostitelské databázi, jsou aplikována na model stroje (jsou spojena dohromady) a jsou zpracována pomocí poplachových mezí modelu a pomocí „expertní“ databáze znalostí s pravidly pro vibrace strojů. PRISM⁴Pro vytvoří tabulku symptomů pro modelovaný stroj, která je použita pro generování expertní diagnózy problémů stroje a pro doporučení akcí na opravu.

3 Diagnostika hydraulické stanice lisu





Dle zadání byla provedena diagnostická měření vibrací na hydraulické stanici lisu kovárný. Měření bylo prováděno při tlakování, ale také při chodu naprázdno. Na obrázku (obr. 3.1) je naznačeno schéma hydraulické stanice s naznačenými jednotlivými ložisky. Elektromotor obsahuje dvě ložiska L1 a L2. Převodová skříň má celkem šest ložisek od L1 až L6. Pravá i levá strana čerpadel mají shodně po třech l L1, L2 a L3. Všechna ložiska jsou od firmy SKF.



Obr. 3.1 Situační schéma hydraulické stanice

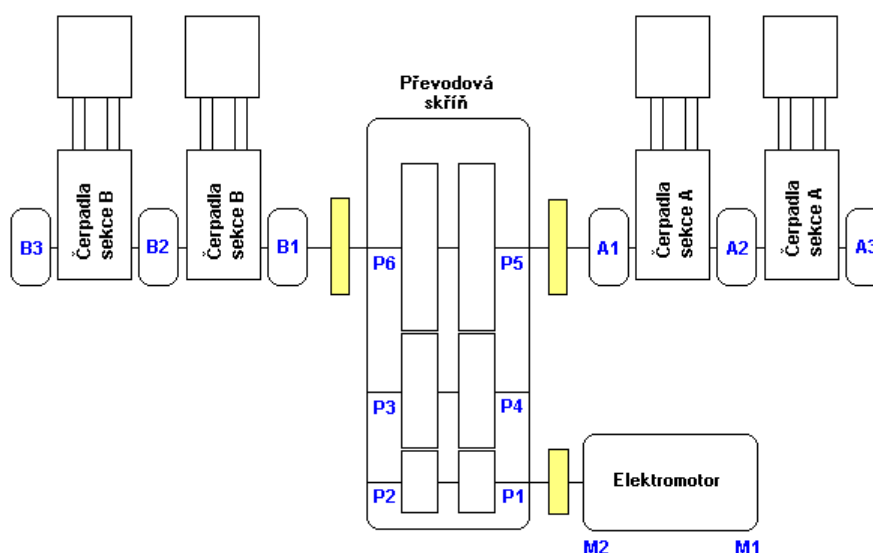
Jednotlivá měření se prováděla v nepravidelných intervalech vždy na požádání zákazníka. Výsledky měření se zapisují formou tabulky, kde jsou u jednotlivých bodů zaznamenány pomocí barev hodnoty překračující jednotlivé alarmy (viz tab. 3.1).

Grafické hodnocení stavu soustrojí														
	el. motor		převodovka						č. pravá strana			č. levá strana		
	M1	M2	P1	P2	P3	P4	P5	P6	A1	A2	A3	B1	B2	B3
Měření č.														

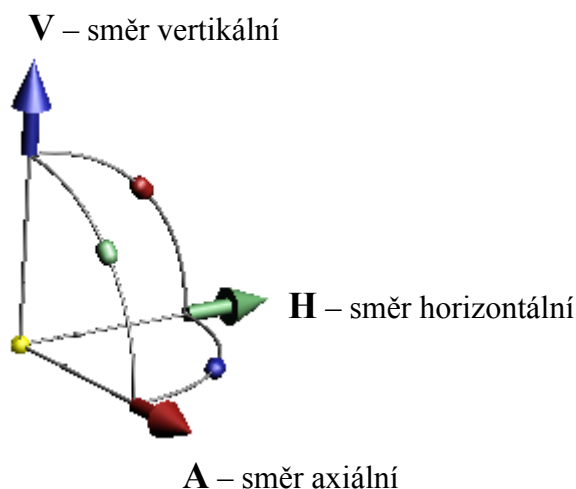
	Nové stroje	pásmo A
	Neomezeně dlouhý provoz	pásmo B
	Neuspokojivé pro trvalý provoz	pásmo C
	Vibrace mohou způsobit poškození	pásmo D

Tab. 3.1 Vyhodnocení měření

Situační schéma s naznačenými měřicími body: Na schématu jsou naznačené body, které se vkládají do datakolektoru Mikrolog. Podle nich se můžeme orientovat, v jakém bodě se vyskytují které vibrace. Každý bod bude doplněn o směr měření. Tyto body jsou popsány na další stránce. Pro lepší orientaci jsou jednotlivé body rozlišeny písmeny M- jako el. motor, P- převodová skříň a čerpadla podle sekcí A a B, plus jednotlivá čísla měřících bodů podle směru trasy.



Obr. 3.2 Situační schéma soustrojí s naznačenými body

Označený měřících bodů:

Obr 3.3 Naznačení měřících bodů dle os zařízení [14]

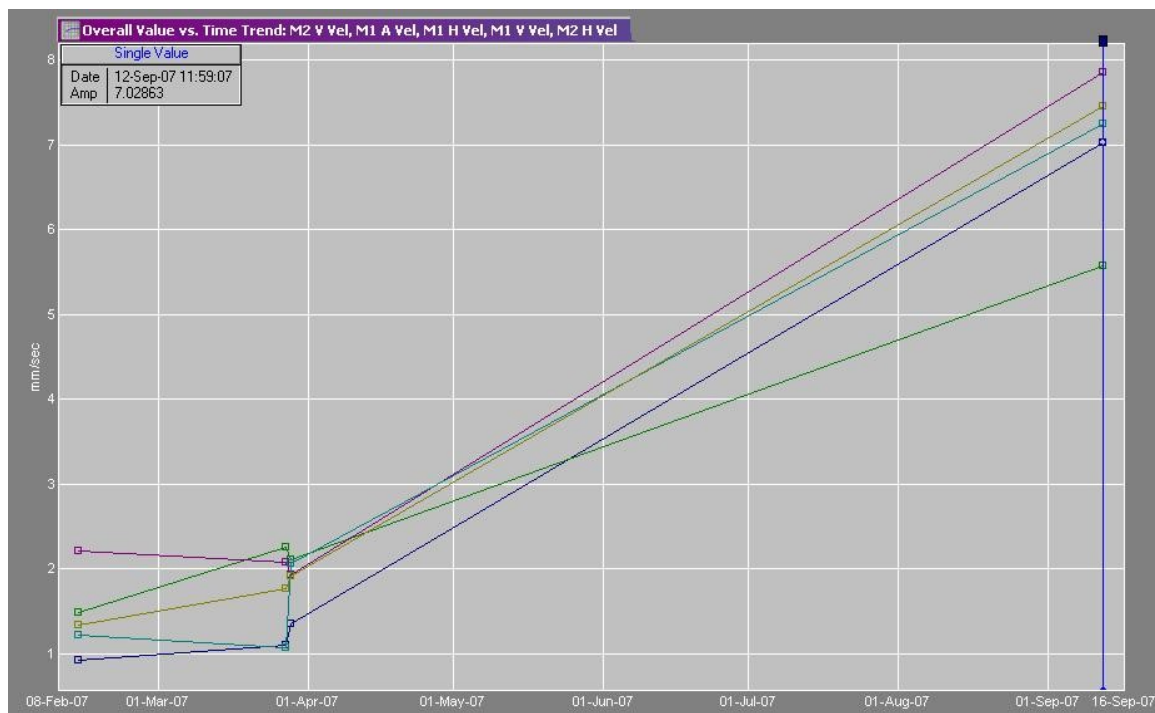
3.1 Měření vibrací na elektromotoru

Měření číslo 1: max. hodnota vibrací v bodě M2 A jsou $4,3 \text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$ RMS, což je dle normy ISO 10816-3 – pásmo B. Tato hodnota je dostačující pro další provoz. Mírné zvýšení vibrací je způsobeno detekováním mechanického uvolnění (volná ložiska ve štítech, uvolněný základ stroje a podobně). Dále byl detekován defekt valivých těles ložiska NU 326 v bodě M2. Pro upřesnění a sledování trendu doporučuji provést další měření. Rovněž doporučuji provést domazání ložisek elektromotoru. Další vady nebyly detekovány.

Měření číslo 2: max. vibrace $5,2 \text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$ RMS v bodě M2 A, hodnocení stavu dle normy ISO 10816-3 – pásmo C → nevhodné pro trvalý provoz. Tento bod zaznamenal značný nárůst od posledního měření. Detekovali jsme mechanické uvolnění, zvýšené vůle ve valivých ložiscích. Byly také zaznamenány vibrace způsobené kombinací paralelní a úhlové nesouososti soustrojí. Defekty valivých ložisek a poruchy mazání nebyly detekovány.

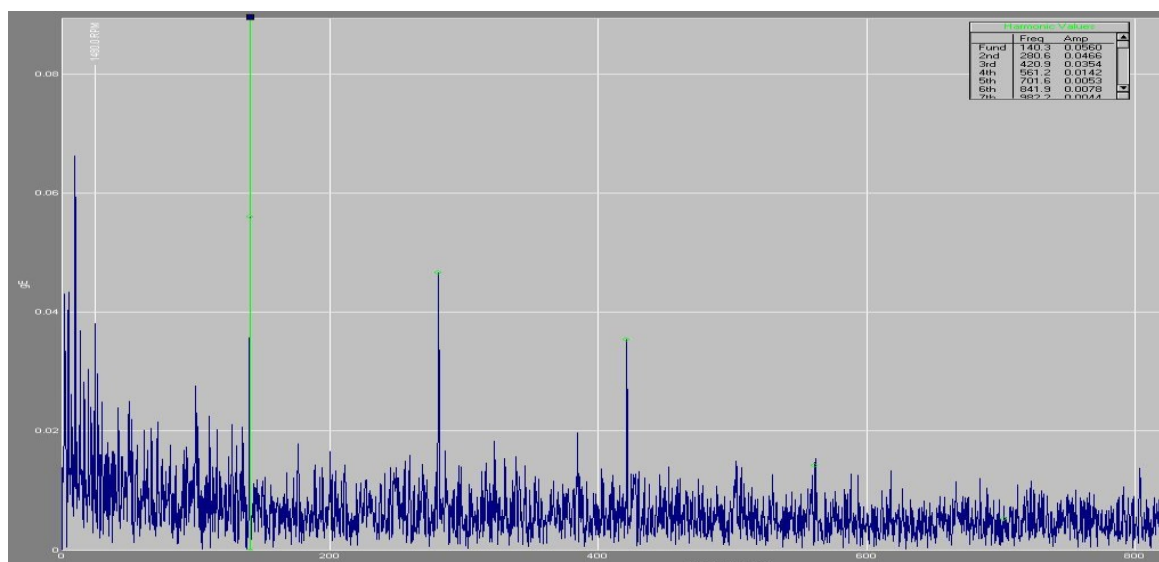
Měření číslo 3: max. vibrace $7,8 \text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$ RMS v bodě M1 H – M1 V – M2 H, hodnocení stavu dle normy ISO 10816-3 – pásmo D → nepřijatelné pro trvalý provoz.

Tento stav už může způsobit defekt. Vibrace jsou způsobeny kombinací paralelní a úhlové nesouososti soustrojí. Motor musí být nutně řádně utaven (!). Defekty kluzných ložisek a poruchy mazání nebyly detekovány. To naznačuje značné uvolnění základu. Vzhledem k rychlosti nárůstu vibrací doporučuji provést okamžitou odstávku nebo hrozí defekt některého z komponentů elektromotoru.



Obr. 3.4 Nárůst vibrací v bodě M1, M2

Měření číslo 4: max. vibrace $4,5 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ RMS v bodě M2 H, hodnocení stavu dle normy ISO 10816-3 – pásmo C – neuspokojivé pro trvalý provoz. Zvýšená spektra rychlosti jsou harmonickými násobky otáčkové rychlosti, což poukazuje na špatné ustavení motoru – spojka – převodovka. Dále v bodě M1 zaznamenána počáteční závada vnějšího kroužku ložiska NU326 (viz obr. 3.5). Vibrace se od posledního měření mírně snížily, což mohlo být způsobeno rozdílným druhem provozu. Ovšem nadále přetrvává neuspokojivý stav. Dlouhodobé provozování el. motoru se už projevuje na zvýšeném opotřebování ložiska.



Obr. 3.5 Obálka zrychlení - počáteční závada vnějšího kroužku ložiska NU326

Měření číslo 5: max. vibrace při běhu naprázdno jsou $2,0 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$, při tlakování $3,2 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ RMS v bodě M2 H, což je hodnocení stavu dle normy ISO 10816-3 – pásmo B – což odpovídá hodnotám pro neomezený provoz.

ID	Units	Date	Last Value	Previous Value	Percent Change	Alarm Status
Machine Motor						
M1 A Vel	mm/sec	29-Dec-07	2.858	1.877	52.1	
M1 H Vel	mm/sec	29-Dec-07	1.258	1.214	3.7	
M1 V Vel	mm/sec	29-Dec-07	2.058	1.956	5.1	
M2 A Vel	mm/sec	29-Dec-07	2.077	1.918	8.3	
M2 H Vel	mm/sec	29-Dec-07	2.361	1.492	58.3	
M2 V Vel	mm/sec	29-Dec-07	3.211	2.057	56.1	

Tab. 3.2 Naměřené hodnoty prezentovány programem Prism⁴

V tabulce (tab. 3.2) – Previous value – měření vibrací bez zátěže

– Last value – měření vibrací při tlakování

Tyto snížené vibrace jsou ještě způsobeny možnou nevývahou rotačních dílů. Po utažení kotvicích šroubů se vibrace značně snížily, ale ještě byla zjištěna kombinace paralelní a úhlové nesouososti soustrojí. Při měření bylo pohmatem zjištěno uvolnění ocelového základu elektromotoru v betonu.

Bod M1 – nebyly detekovány žádné poruchové frekvence ložiska.

Bod M2 – hodnoty zrychlení v tomto bodě dosahují značných změn v závislosti na zatížení. Defekty ložisek nebyly detekovány, nicméně vzhledem k vyšším hodnotám zrychlení naměřených v tomto bodě doporučuji provést kontrolu ložisek.

ID	Units	Date	Last Value	Previous Value	Percent Change	Alarm Status
Machine Motor						
M2 H Env	gE	29-Dec-07	3.132	11.82	-73.5	A2

Tab. 3.3 Naměřené hodnoty v bodě M2 prezentovány programem Prism⁴, měření metodou Env.

V tabulce (tab. 3.3) – Previous value – měření vibrací bez zátěže
 – Last value – měření vibrací při tlakování

Měření číslo 6: max. vibrace $3,6 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ RMS v bodě M2 H, hodnocení stavu dle normy ISO 10816-3 – pásmo B – neomezeně dlouhý provoz. Vibrace způsobeny možnou nevývahou rotačních dílů a kombinací paralelní a úhlové nesouososti soustrojí. Při měření bylo pohmatem zjištěno uvolnění ocelového základu elektromotoru v betonu. Elektromotor tedy vykazuje stabilní stav, ale přesto je zapotřebí věnovat pozornost postupnému narůstání hodnot. Hodnoty ve FFT spektru jsou dosti znepokojující.

Bod M1 – detekovány defektní frekvence pevného (vnějšího kroužku) ložiska NU 326, (viz obr. 3.6 a 3.7), je to nárůst hodnot od posledního měření bez zátěže. Celková hodnota zrychlení 3.6 gE.

Bod M2 – detekovány defektní frekvence pevného (vnějšího kroužku) ložiska NU 326, (viz obr. 3.8 a 3.9), je to vysoký nárůst hodnot od posledního měření bez zátěže. Celková hodnota zrychlení 13.7 gE.

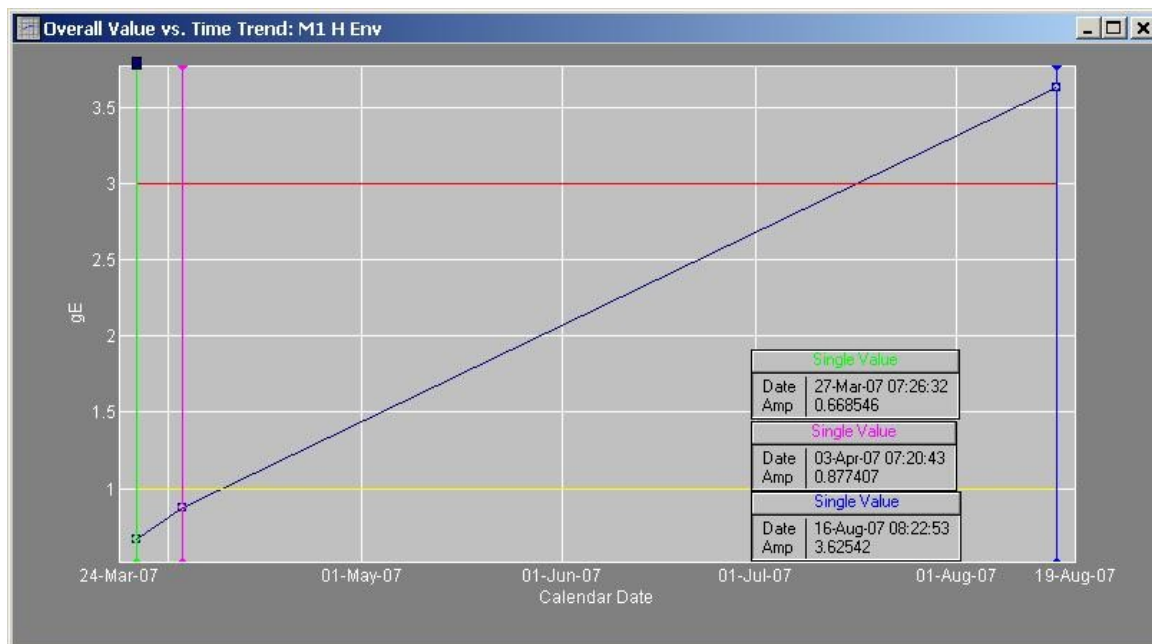
Celkové vibrace elektromotoru neprošly výraznými změnami oproti měření bez zátěže v předešlém měření, (viz obr. 3.10).

Doporučení:

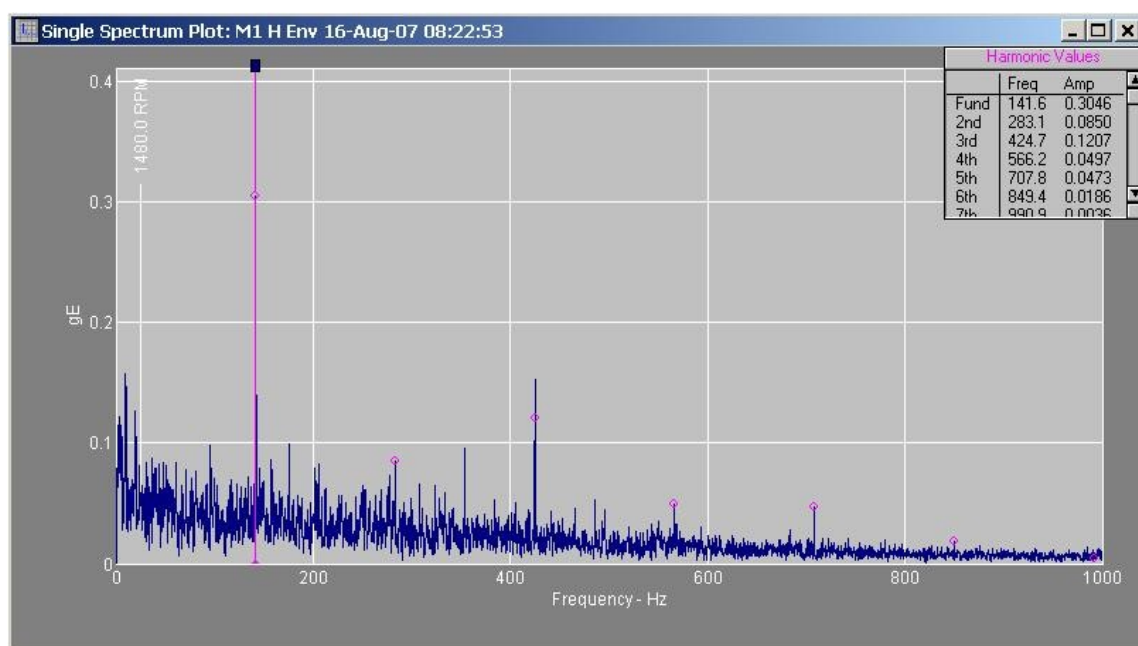
Doporučuji při nejbližší opravě provést kontrolu, popř. výměnu ložisek elektromotoru.

Doporučuji kontrolu rotoru elektromotoru (očistit, popř. provést vyvážení), dále pak kontrolu vzduchové mezery a řádné osové ustavení soustrojí.

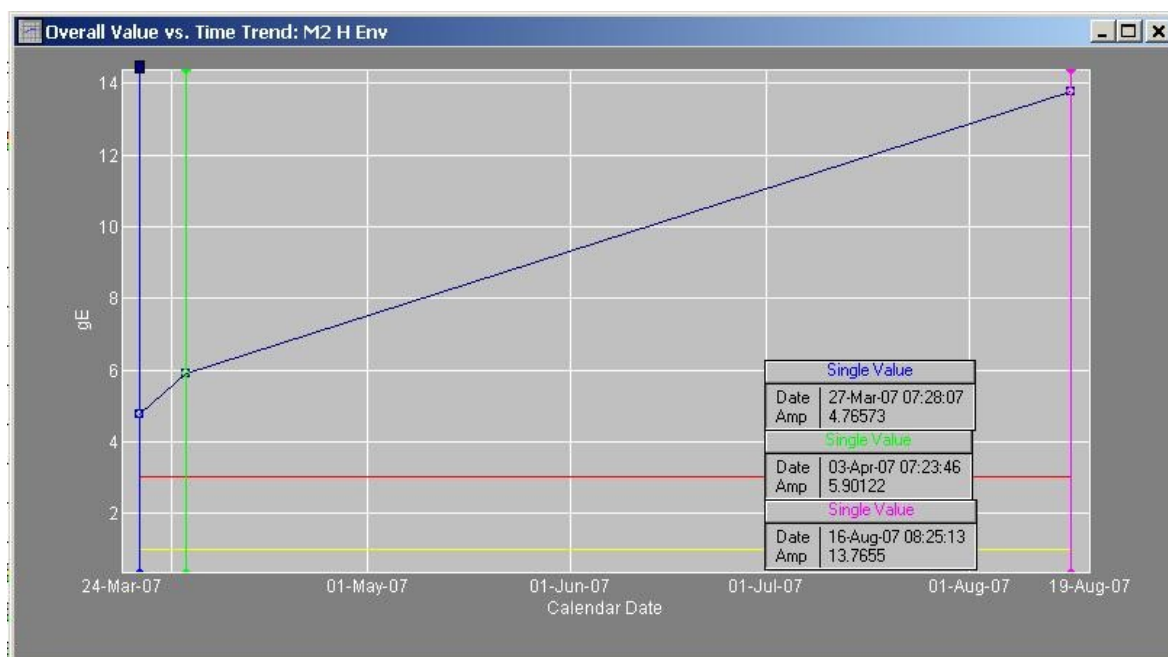
Doporučuji provést opravu základu pod elektromotorem.



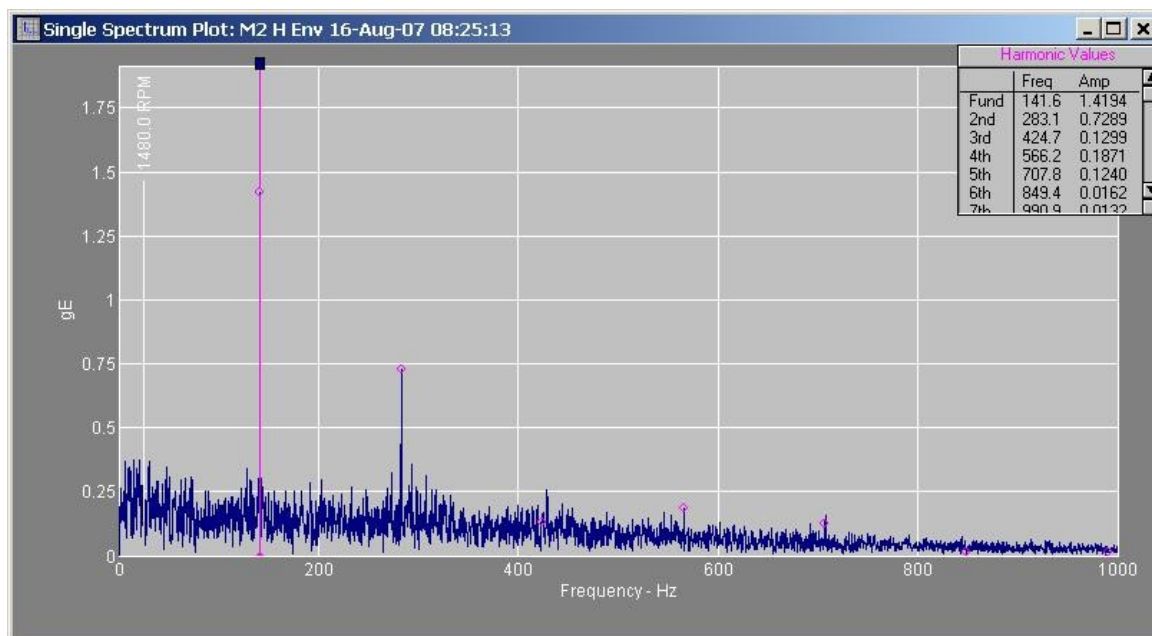
Obr. 3.6 Trend obálkové analýzy ložiska NU 326 v bodě M1



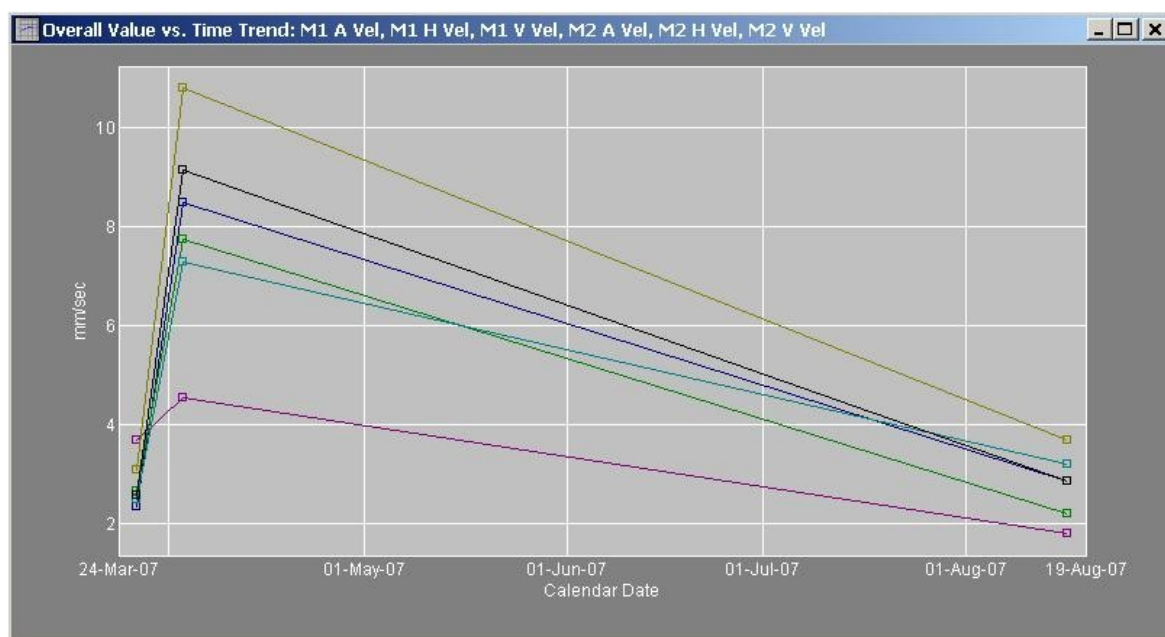
Obr. 3.7 FFT spektrum – defektní frekvence ložiska NU 326



Obr. 3.8 Trend obálkové analýzy ložiska NU 326 v bodě M2



Obr. 3.9 FFT spektrum – defektní frekvence ložiska NU 326



Obr. 3.10 Trend efektivních vibrací elektromotoru

Měření číslo 7: max. vibrace při chodu bez zátěže je $6,9 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ RMS v bodě M2 H, hodnocení stavu dle normy ISO 10816-3 – pásmo C – neuspokojivé pro trvalý provoz zařízení. Max. vibrace při chodu se zátěží je $9,6 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ RMS v bodě M2 A, hodnocení stavu dle normy ISO 10816-3 – pásmo D – nepřipustné pro trvalý provoz zařízení.

Vibrace se projevují na 1x RPM otáčkové rychlosti, plus se zde také objevují harmonické násobky. Vibrace jsou stále způsobeny kombinací úhlové a paralelní nesouososti. Znatelný nárůst vibrací je v bodě M2 A, kdy je změna při měření v nezátíženém stavu a v zatíženém stavu značná (viz tab. 3.4). Pozor, v bodě M2 H byly neměřeny vysoké hodnoty zrychlení (až 17 gE). Ve frekvenčních spektrech obálkové analýzy nebyly detekovány žádné poruchové frekvence ložisek elektromotoru.

ID	Units	Date	Prev. Value	Last Value	Percent Change
Machine Motor					
M1 A Vel	mm/sec	05-Mar-09	4.587	4.962	+8.0
M1 H Vel	mm/sec	05-Mar-09	3.802	4.152	+13.3
M1 V Vel	mm/sec	05-Mar-09	3.25	3.998	+18.7
M2 A Vel	mm/sec	05-Mar-09	5.669	9.688	+41.5
M2 H Vel	mm/sec	05-Mar-09	6.954	6.135	-13.3
M2 V Vel	mm/sec	05-Mar-09	5.545	7.073	+21.6

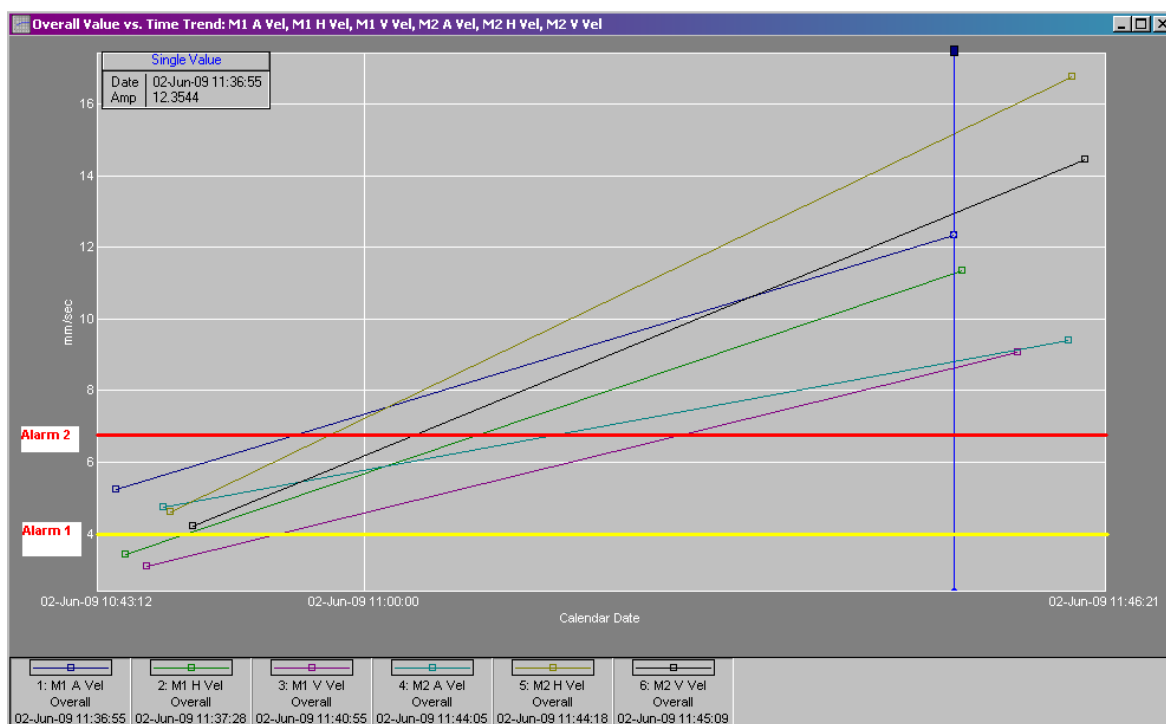
Tab. 3.4 Změny vibrací elektromotoru

V tabulce (tab. 3.4) – Previous value – měření vibrací bez zátěže
 – Last value – měření vibrací při zátěži

Měření číslo 8: max. vibrace po zatížení vzrostly ze $4,6 \text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$ na $16,76 \text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$ RMS v bodě M1 A, hodnocení stavu dle normy ISO 10816-3 – pásmo D – **stav havarijní!** Takový rapidní nárůst naznačuje vážné problémy v uložení motoru.

Spektra vibrací v nezatíženém stavu naznačují mechanické uvolnění, které se po zatížení projeví rapidním zvýšením vibrací ve všech měřených směrech (viz obr. 3.11). Takto vysoké vibrace přes spojku negativně ovlivňují vstupní soukolí převodovky. Vzhledem k nadměrným vibracím **doporučuji neprovozovat soustrojí!** Dále doporučuji důkladnou kontrolu kotevních šroubů a následnou celkovou kontrolu ustavení motor - převodovka.

V obálkových spektrech nebyly nalezeny poruchové špičky ložisek, ovšem vlivem vibrací trend obálky nebezpečně narůstá. Vibrace rapidně vzrostly převážně v axiálním směru, kde se nejvíce projevují na první otáčkové frekvenci.



Obr. 3.11 Trend spekter vibrací

Měření číslo 9: max. vibrace $2,8 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ RMS, na bodě M2 A, je hodnocení stavu dle normy ISO 10816-3 – pásmo B – provozní stav. Defekty ložisek elektromotoru nebyly detekovány. Po blíže nespecifikovaných opravách, které se provedly na uložení motoru, je zřejmý pokles vibrací. Ani při zatížení se neobjevilo úhlové ani příčné vychýlení, ani nesouosost. Po provedené opravě byly detekovány mírné vibrace, které mohou být zapříčiněny nevývahou rotujících součástí.

ID	Units	Date	Last Value	Alarm Status
Machine Motor				
M1 A Vel	mm/sec	17-Aug-10	2.447	
M1 H Vel	mm/sec	17-Aug-10	1.587	
M1 H Env	gE	17-Aug-10	0.8726	
M1 H SEE	SEEs	17-Aug-10	0.1564	
M1 V Vel	mm/sec	17-Aug-10	1.041	
M2 A Vel	mm/sec	17-Aug-10	2.885	
M2 H Vel	mm/sec	17-Aug-10	1.824	
M2 H Env	gE	17-Aug-10	0.5706	
M2 H SEE	SEEs	17-Aug-10	0.1411	
M2 V Vel	mm/sec	17-Aug-10	1.566	

Tab. 3.5 Změny vibrací - elektromotor

Měření číslo 10: Měření bez zatížení, max. vibrace $0,92 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$, což je k předchozím měřením vynikající stav. Hodnoty vibrací se pohybují v běžných hodnotách. Elektromotor byl řádně ustaven a základ opraven. Nyní doporučuji sledovat pravidelně stav vibrací, aby se předešlo dalším problémům.

ID	Units	Date	Last Value
Machine Motor			
M1 A Vel	mm/sec	09-Dec-10	1.782
M1 H Vel	mm/sec	09-Dec-10	2.112
M1 H Env	gE	09-Dec-10	0.4408
M1 H SEE	SEEs	09-Dec-10	0.1297
M1 V Vel	mm/sec	09-Dec-10	2.179
M2 A Vel	mm/sec	09-Dec-10	0.7113
M2 H Vel	mm/sec	09-Dec-10	0.8703
M2 H Env	gE	09-Dec-10	1.219
M2 H SEE	SEEs	09-Dec-10	0.1373
M2 V Vel	mm/sec	09-Dec-10	0.9218

Tab. 3.6 Změny vibrací elektromotoru bez zátěže

Měření se zatížením – max. vibrace jsou v bodě M1 V a to $2,8 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$, což naznačuje, že při zatížení se projeví defekty ložisek elektromotoru. Ovšem tyto hodnoty odpovídají dle normy ISO 10816-3, což je pásmo B, které odpovídá pro dlouhodobý provoz. Doporučuji domazání ložisek. Úroveň ostatních vibrací na soustrojí dosahuje běžných hodnot.

ID	Units	Date	Previous Value
Machine Motor			
M1 A Vel	mm/sec	09-Dec-10	2.534
M1 H Vel	mm/sec	09-Dec-10	2.3
M1 H Env	gE	09-Dec-10	1.331
M1 H SEE	SEEs	09-Dec-10	0.145
M1 V Vel	mm/sec	09-Dec-10	2.826

Tab. 3.7 Změny vibrací elektromotoru se zatížením

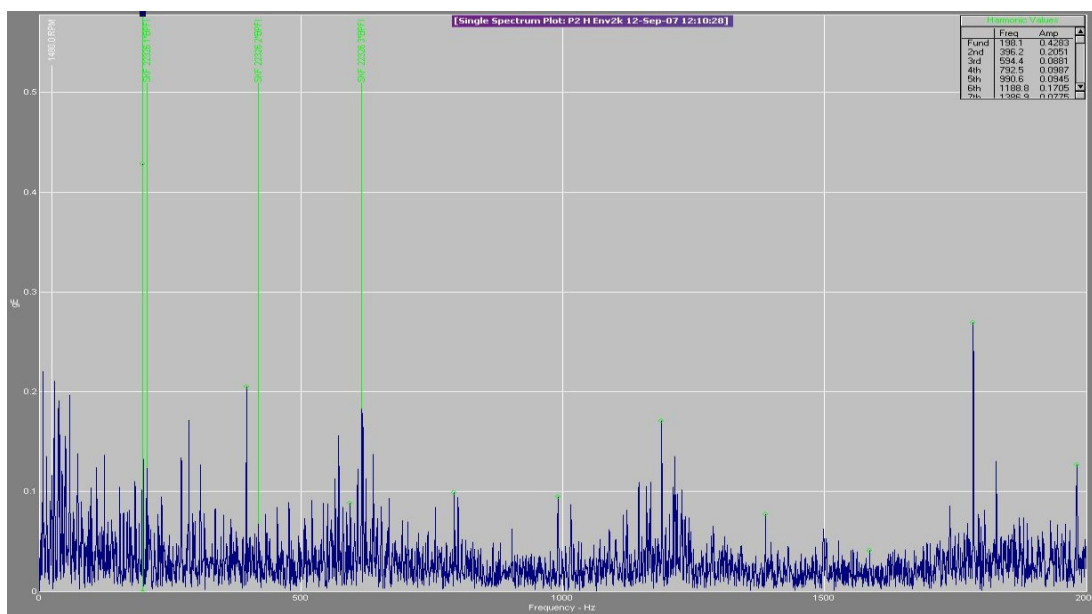
Pro další zhodnocení stavu a sledování trendů doporučuji provést další měření vibrací a stavu ložisek v termínu do jednoho měsíce.

3.2 Měření vibrací na převodové skříní

Měření číslo 1: měření neprobíhalo.

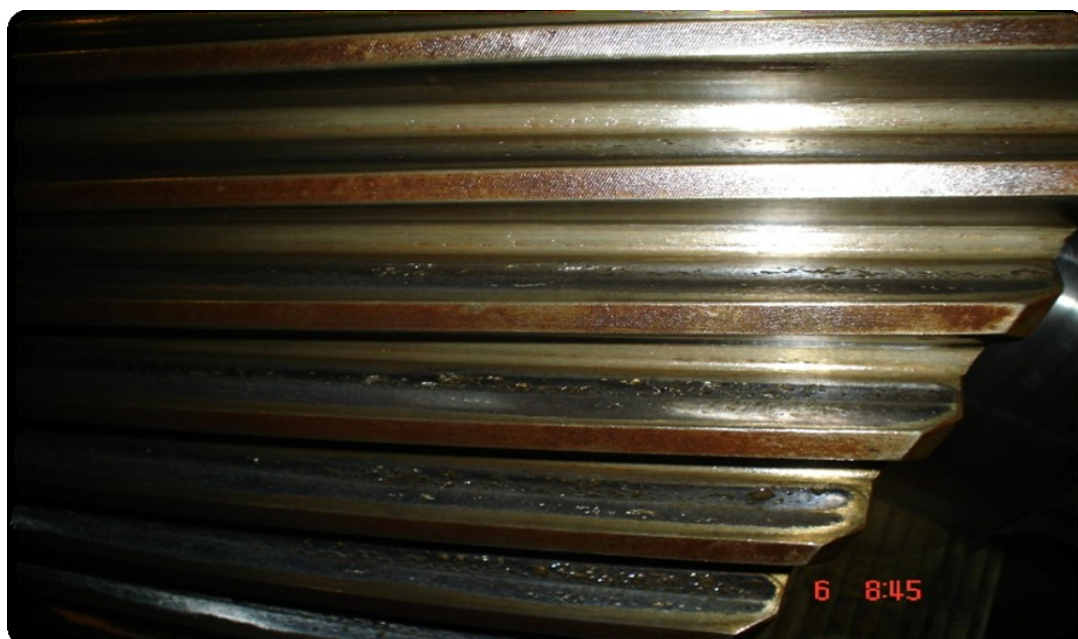
Měření číslo 2: max. vibrace $4,9 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ RMS v bodě P6 A, hodnocení stavu dle normy ISO 10816-3 – pásmo C – nevhodné pro trvalý provoz. Zvýšené vibrace v axiálním směru na celé převodovce jsou způsobeny úhlovou nesouosostí spojky motor – převodovka s přenosem na všechna soukolí převodovky. Doporučuji provést řádné osové ustavení soustrojí. Detekován defekt ložiska v bodě P2. Doporučuji výměnu. Tyto vibrace přímo souvisí s vibracemi pocházejícími od elektromotoru. Řešení viz elektromotor.

Měření číslo 3: max. vibrace $4,6 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ RMS v bodě P6 A, hodnocení stavu dle normy ISO 10816-3 – pásmo C - nevhodné pro trvalý provoz. Zvýšené vibrace v axiálním směru na celé převodovce jsou způsobeny úhlovou nesouosostí spojky motor – převodovka s přenosem na všechna soukolí převodovky. Doporučuji provést řádné osové ustavení soustrojí. Pomocí obálky zrychlení vibrací detekován defekt ložiska v bodě P2. Doporučuji výměnu. Zásadní změny od předchozího měření jsme nezaznamenali.



Obr. 3.12 Zobrazení defektu ložiska v bodě P2

Měření číslo 4: max. vibrace $5,1 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ RMS v bodě P4 A, hodnocení stavu dle normy ISO 10816-3 – **pásma C – neuspokojivé pro trvalý provoz**. Zvýšené vibrace v axiálním směru v bodech P3, P4, P6 jsou zřejmě způsobeny úhlovou nesouosostí spojky motor – převodovka s negativním přenosem na všechna soukolí převodovky. Převodovka byla v průběhu měření na dotek příliš oteplena (po zakrytí tato teplota bude narůstat). Doporučuji provést řádné osové ustavení soustrojí. Defekty ložisek a ozubených kol se ve spektrech projeví zvýšeným šumem, který je prozatím v provozních mezích.



Obr. 3.13 Defekty na bocích zubů ozubených kol

Měření číslo 5: nejvyšší hodnoty vibrací se projeví v bodě P3 A a P4 V. Hodnoty se příliš nemění, proto viz předchozí měření.

ID	Units	Date	Last Value	Previous Value	Percent Change	Alarm Status
Machine Prevodovka						
P1 A Vel	mm/sec	29-Dec-07	0.7911	0.8067	-1.9	
P1 V Vel	mm/sec	29-Dec-07	1.072	1.563	-31.4	
P1 H Vel	mm/sec	29-Dec-07	1.202	0.8017	49.9	
P1 H Vel2k	mm/sec	29-Dec-07	1.304	0.8825	47.8	
P2 A Vel	mm/sec	29-Dec-07	0.9049	1.012	-10.6	
P2 V Vel	mm/sec	29-Dec-07	1.734	1.832	-5.4	
P2 H Vel	mm/sec	29-Dec-07	1.026	1.128	-9.1	
P2 H Vel2k	mm/sec	29-Dec-07	1.238	1.13	9.5	
P3 A Vel	mm/sec	29-Dec-07	3.522	1.981	77.8	
P3 V Vel	mm/sec	29-Dec-07	1.351	0.9223	46.5	
P3 H Vel	mm/sec	29-Dec-07	0.7851	0.6283	24.9	
P3 H Vel2k	mm/sec	29-Dec-07	1.017	0.6776	50.1	
P4 A Vel	mm/sec	29-Dec-07	4.095	1.822	124.8	A1
P4 V Vel	mm/sec	29-Dec-07	1.078	1.165	-7.5	
P4 H Vel	mm/sec	29-Dec-07	0.8117	0.6885	17.9	
P4 H Vel2k	mm/sec	29-Dec-07	0.9706	0.7202	34.8	
P5 A Vel	mm/sec	29-Dec-07	2.21	1.716	28.8	
P5 V Vel	mm/sec	29-Dec-07	0.9856	0.7995	23.3	
P5 H Vel	mm/sec	29-Dec-07	0.6743	0.5395	25.0	
P5 H Vel2k	mm/sec	29-Dec-07	1.045	0.6065	72.4	
P6 A Vel	mm/sec	29-Dec-07	2.163	1.963	10.2	
P6 V Vel	mm/sec	29-Dec-07	0.8913	0.8055	10.6	
P6 H Vel	mm/sec	29-Dec-07	0.6977	0.563	23.9	
P6 H Vel2k	mm/sec	29-Dec-07	1.073	0.6911	55.3	

Tab. 3.8 Změny vibrací - převodovka

V tabulce (tab. 3.8) – Previous value – měření vibrací bez zátěže
 – Last value – měření vibrací při zátěži

Měření číslo 6: max. vibrace $2,2 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ RMS v bodě P4 A a P5 A, hodnocení stavu dle normy ISO 10816-3 – pásmo B - provozní stav. Defekty ložisek a ozubených kol nebyly detekovány. Vibrace převodovky neprošly výraznými změnami oproti měření bez zátěže z předešlého měření.

Měření číslo 7: max. vibrace při chodu bez zátěže jsou $4,8 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ RMS v bodě P2 H, hodnocení stavu dle normy ISO 10816-3 – **pásmo C – neuspokojivé pro trvalý provoz zařízení**. Max. vibrace při chodu se zátěží $5,6 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ RMS v bodě P2 A, hodnocení stavu dle normy ISO 10816-3 – **pásmo C – neuspokojivé pro trvalý provoz zařízení**. Na celé převodové skříně je znatelný nárůst vibrací při zatížení stroje a hodnoty vibrací v axiálních směrech naznačují problémy šípového ozubení převodovky a nastavení axiálních vůlí hřídelů. Ve frekvenčních spektrech obálkové analýzy nebyly detekovány žádné poruchové frekvence ložisek.

Hodnoty vibrací převodové skříně jsou uvedeny v tabulce (tab. 3.9). Z bezpečnostních důvodů nebyl měřen bod č. 4 na převodovce.

ID	Units	Date	Prev. Value	Last Value	Percent Change
Machine Prevodovka					
P1 A Vel	mm/sec	05-Mar-09	2.097	2.511	+16.5
P1 V Vel	mm/sec	05-Mar-09	2.713	4.73	+42.6
P1 H Vel	mm/sec	05-Mar-09	1.84	2.879	+36.1
P1 H Vel2k	mm/sec	05-Mar-09	1.847	3.081	+40.1
P2 A Vel	mm/sec	05-Mar-09	2.267	4.604	+50.8
P2 V Vel	mm/sec	05-Mar-09	2.548	5.114	+50.2
P2 H Vel	mm/sec	05-Mar-09	1.937	3.561	+45.6
P2 H Vel2k	mm/sec	05-Mar-09	1.999	3.631	+44.9
P3 A Vel	mm/sec	05-Mar-09	3.37	5.255	+35.9
P3 V Vel	mm/sec	05-Mar-09	1.641	2.614	+37.2
P3 H Vel	mm/sec	05-Mar-09	1.474	2.229	+33.9
P3 H Vel2k	mm/sec	05-Mar-09	1.55	2.473	+37.3
P5 A Vel	mm/sec	05-Mar-09	3.799	5.648	+32.7
P5 V Vel	mm/sec	05-Mar-09	2.13	2.216	+3.9
P5 H Vel	mm/sec	05-Mar-09	1.698	1.561	-8.8
P5 H Vel2k	mm/sec	05-Mar-09	1.707	1.775	+3.8
P6 A Vel	mm/sec	05-Mar-09	4.808	5.206	+7.6
P6 V Vel	mm/sec	05-Mar-09	1.627	2.828	+42.5
P6 H Vel	mm/sec	05-Mar-09	2.344	2.108	-11.2
P6 H Vel2k	mm/sec	05-Mar-09	2.242	2.054	- 9.1

Tab. 3.9 Změny vibrací u převodové skříně

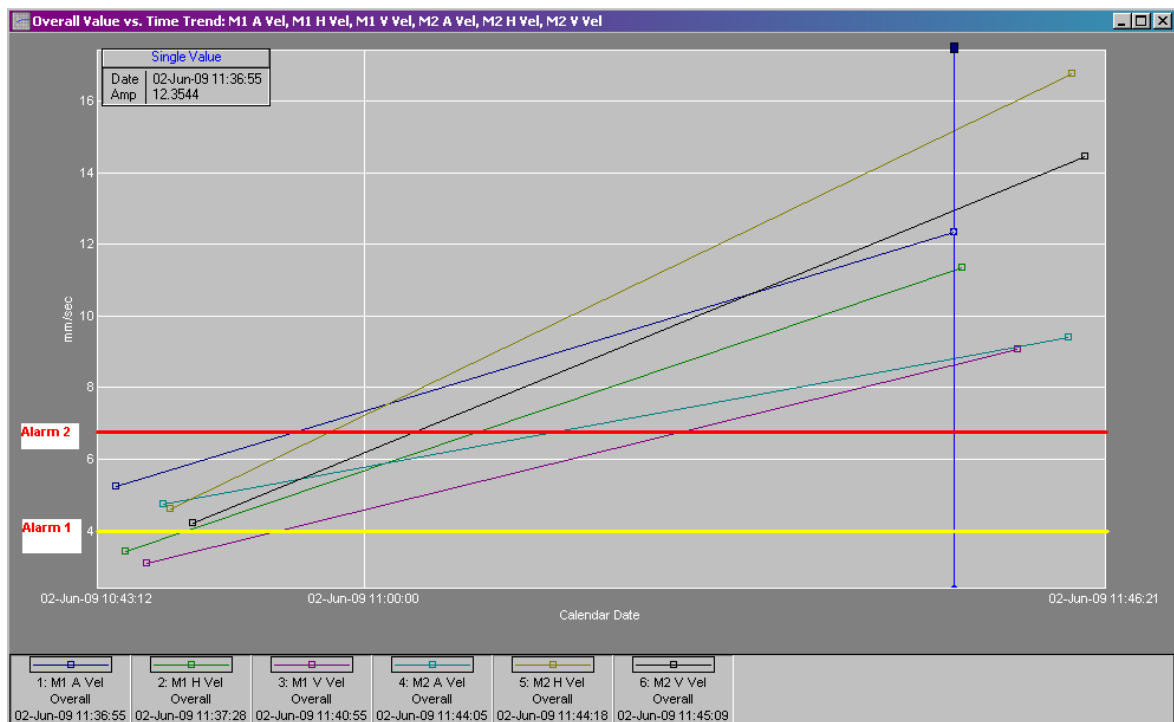
V tabulce (<i>tab. 3.9</i>)	– Previous value	– měření vibrací bez zátěže
	– Last value	– měření vibrací při zátěži

Na celé převodové skříní je znatelný nárůst vibrací při zatížení stroje a hodnoty vibrací v axiálních směrech naznačují problémy šípového ozubení převodovky a nastavení axiálních vůlí hřídelů. Ve frekvenčních spektrech obálkové analýzy nebyly detekovány žádné poruchové frekvence ložisek.

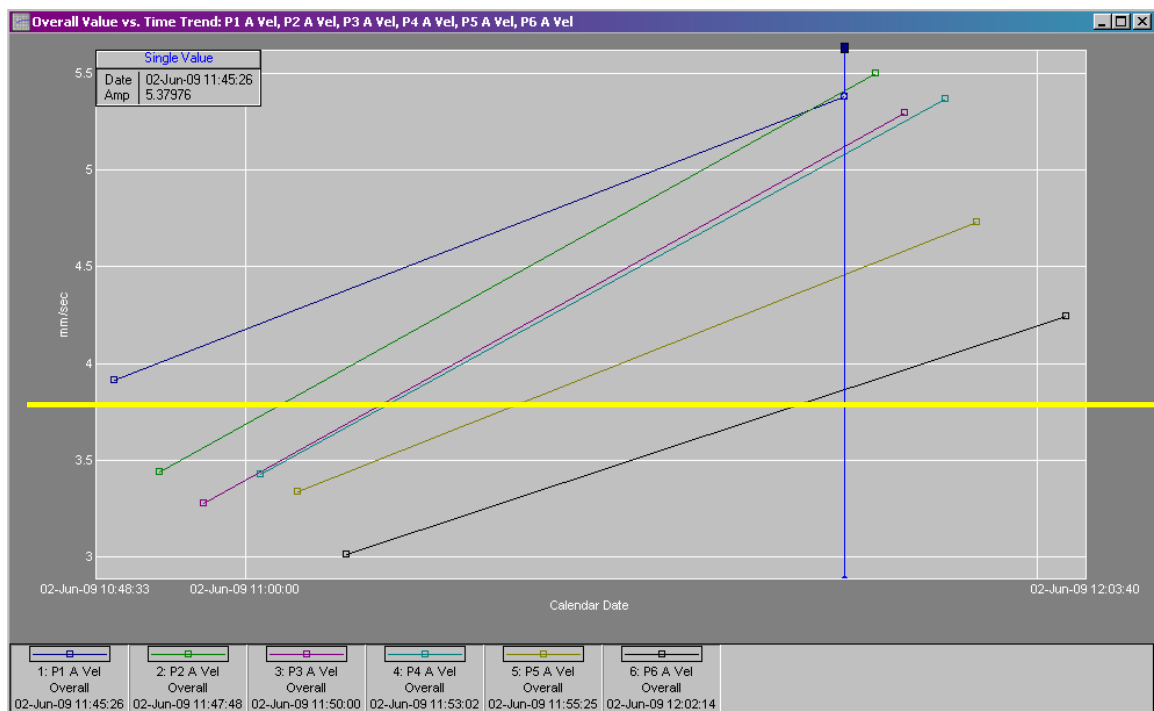
Měření číslo 8: max. vibrace v zatíženém stavu byla $5,5 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ RMS v bodě P2 A, hodnocení stavu dle normy ISO 10816-3 – **pásma C – neuspokojivý pro trvalý provoz.** Velmi vysoké vibrace motoru v axiálním směru ($12,5 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$) ovlivňují negativně všechna soukolí převodovky, (viz *obr. 3.14 – nárůst trendů*). Axiální vibrace ovlivňují nastavení zubových vůlí jednotlivých soukolí. Vibrace se ve spektrech projevují převážně na otáčkové frekvenci. Ve spektrech rychlosti vibrací převodovky (viz *obr. 3.15*) jsou naznačeny špičky frekvence 243 Hz i s postranními pásmy, které se objevují na všech měřených bodech převodovky, naznačují opotřebení spoluzabírajících boků zubů.

Defekty ložisek se projevují pouze na nízkých hodnotách (do $0,2g_E$), avšak celkové hodnoty zrychlení obálek se projevují zvýšenou hodnotou šumu. Toto může být způsobeno zvětšujícími se vůlemi ložisek vlivem opotřebení.

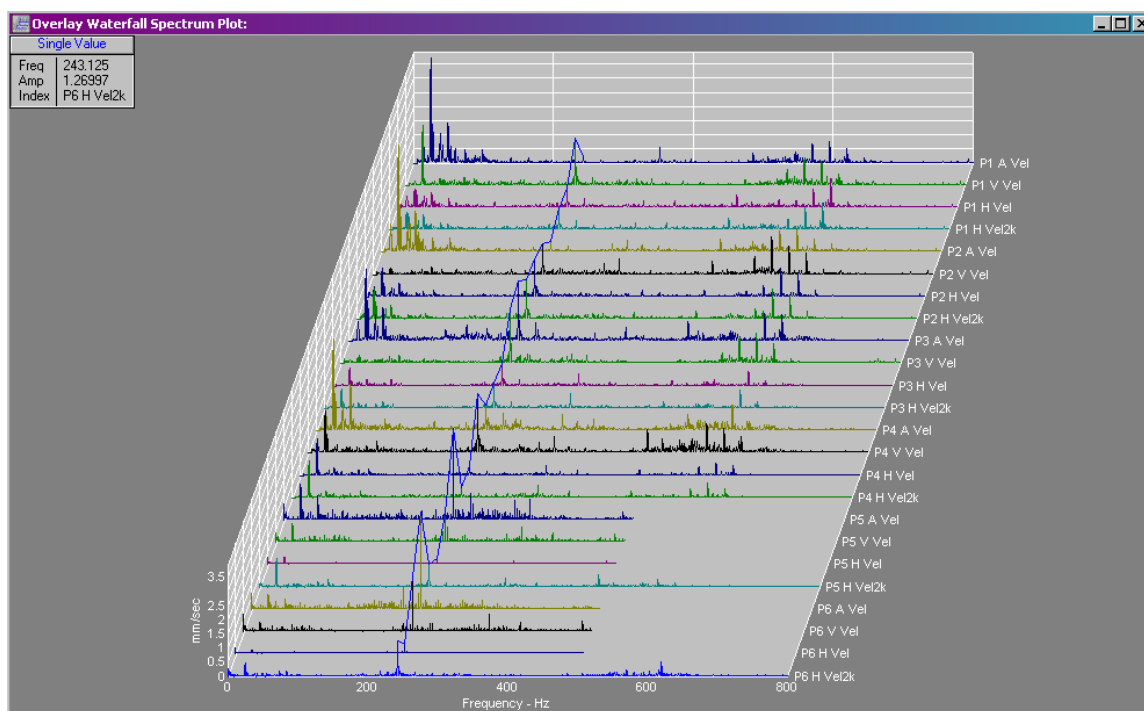
Pokud se po vyřešení problému s mechanickým uvolněním motoru a ustavení nesníží axiální vibrace převodovky, je dle mého názoru možné, že jsou spoluzabírající kola špatně nastavena a při záběru zabírá pouze jedno kolo z jednoho stupně převodovky a vlivem šikmého ozubení vznikne axiální síla, která druhým (opačným soukolím) není vyrovnána, pak se axiální síla šíří opět celou převodovou skříní.



Obr. 3.14 Trend spekter rychlosti vibrací motoru v nezátíženém stavu a ve stavu po zatížení



Obr. 3.15 Trend spekter rychlosti axiálních vibrací převodovky



Obr. 3.16 Spektra rychlosti vibrací převodovky (bodů P1-P6) v zatížení

STAV PO ZATÍŽENÍ				NEZATÍŽENÝ STAV		
Machine Prevodovka						
P1 A Vel	mm/sec	02-Jun-09	5.38	3.913	37.5	A1
P1 V Vel	mm/sec	02-Jun-09	3.778	1.945	94.2	
P1 H Vel	mm/sec	02-Jun-09	2.491	1.664	49.7	
P1 H Vel2k	mm/sec	02-Jun-09	2.654	1.827	45.3	
P1 H Env	gE	02-Jun-09	2.385	1.271	87.6	A1
P1 H Env2k	gE	02-Jun-09	3.57	1.845	93.5	A2
P1 H SEE	SEEs	02-Jun-09	0.1335	0.1488	-10.3	
P2 A Vel	mm/sec	02-Jun-09	5.498	3.438	59.9	A1
P2 V Vel	mm/sec	02-Jun-09	3.048	1.888	61.4	
P2 H Vel	mm/sec	02-Jun-09	2.779	1.542	80.2	
P2 H Vel2k	mm/sec	02-Jun-09	3.024	1.576	91.9	
P2 H Env	gE	02-Jun-09	2.281	2.811	-18.9	A1
P2 H Env2k	gE	02-Jun-09	3.101	2.528	22.6	A2
P2 H SEE	SEEs	02-Jun-09	0.1717	0.1373	25.0	
P3 A Vel	mm/sec	02-Jun-09	5.296	3.279	61.5	A1
P3 V Vel	mm/sec	02-Jun-09	3.102	1.748	77.4	
P3 H Vel	mm/sec	02-Jun-09	1.77	0.9323	89.8	
P3 H Vel2k	mm/sec	02-Jun-09	1.904	0.9436	101.8	

P3 H Env	gE	02-Jun-09	1.447	0.9289	55.8	A1
P3 H Env2k	gE	02-Jun-09	1.855	1.025	80.9	A1
P3 H SEE	SEEs	02-Jun-09	0.1411	0.1335	5.7	
P4 A Vel	mm/sec	02-Jun-09	5.365	3.428	56.5	A1
P4 V Vel	mm/sec	02-Jun-09	4.066	2.257	80.1	A1
P4 H Vel	mm/sec	02-Jun-09	1.969	1.094	80.0	
P4 H Vel2k	mm/sec	02-Jun-09	2.121	1.154	83.7	
P4 H Env	gE	02-Jun-09	2.083	1.35	54.3	A1
P4 H Env2k	gE	02-Jun-09	2.136	1.558	37.1	A1
P4 H SEE	SEEs	02-Jun-09	0.1526	0.1526	0.0	
P5 A Vel	mm/sec	02-Jun-09	4.732	3.338	41.8	A1
P5 V Vel	mm/sec	02-Jun-09	2.12	1.132	87.3	
P5 H Vel	mm/sec	02-Jun-09	1.933	0.898	115.3	
P5 H Vel2k	mm/sec	02-Jun-09	1.886	0.9357	101.6	
P5 H Env	gE	02-Jun-09	1.229	0.5722	114.7	A1
P5 H Env2k	gE	02-Jun-09	1.501	0.8502	76.5	A1
P5 H SEE	SEEs	02-Jun-09	0.1335	0.1488	-10.3	
P6 A Vel	mm/sec	02-Jun-09	4.246	3.013	40.9	A1
P6 V Vel	mm/sec	02-Jun-09	2.602	1.121	132.1	
P6 H Vel	mm/sec	02-Jun-09	1.8	0.8362	115.3	
P6 H Vel2k	mm/sec	02-Jun-09	1.978	0.9004	119.7	
P6 H Env	gE	02-Jun-09	1.641	0.8598	90.8	A1
P6 H Env2k	gE	02-Jun-09	1.833	0.8078	126.9	A1
P6 H SEE	SEEs	02-Jun-09	0.1411	0.1183	19.4	

Tab. 3.10 Veškerá naměřená data převodovky v porovnání s předchozími daty

Měření číslo 9: max. vibrace v zatíženém stavu byla $5,9 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ RMS v bodě P4 A, hodnocení stavu dle normy ISO 10816-3 – **pásmo C – neuspokojivý pro trvalý provoz**. Vysoké vibrace motoru v axiálním směru ($5,9 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$) ovlivňují negativně všechna soukolí převodovky. Axiální vibrace ovlivňují nastavení zubových vůlí jednotlivých soukolí (šípové ozubení). Maximální vibrace se ve spektrech projevují hlavně na otáčkové frekvenci pohonu. Ve spektrech rychlosti vibrací převodovky jsou přítomny špičky frekvence 25 Hz (otáčková frekvence elektromotoru + 1 soukolí), které se objevují na všech axiálně měřených bodech převodovky.

Defekty ložisek převodovky nebyly detekovány, avšak celkové hodnoty zrychlení obálek se projevují zvýšenou hodnotou šumu. Toto může být způsobeno zvětšujícími se vůlemi ložisek vlivem opotřebení.

Doporučuji provést celkovou opravu soustrojí.

- Vysoké radiální a axiální vibrace elektromotoru (osové ustavení soustrojí, vyvážení rotoru, ohnutí hřídel, vůle v uložení).
- Kontrola ozubení převodovky, kontrola ložisek převodovky, popř. jejich výměna, kontrola vzájemného ustavení hřídelů šípových soukolí.
- Kontrola základů pod soustrojím a kontrola kotevních šroubů.

Měření číslo 10: - měření nebylo provedeno z provozních důvodů.

3.3 Měření vibrací na čerpadlech

Měření číslo 1: - měření nebylo provedeno z provozních důvodů, ložiska byla zakrytována.

Měření číslo 2: Sekce A (P) – max. vibrace $2,3 \text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$ RMS v bodě A2 A, hodnocení stavu dle normy ISO 10816-3 – pásmo B - provozní stav. Defekty kluzných ložisek a poruchy mazání nebyly detekovány.

Sekce B (L) – max. vibrace $4,7 \text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$ RMS v bodě B1 H, hodnocení stavu dle normy ISO 10816-3 – pásmo C – nevhodné pro trvalý provoz. Zvýšené vibrace způsobené pravděpodobně vybitými ojnicemi, popř. čepy klikového hřídele. Defekty kluzných ložisek a poruchy mazání nebyly detekovány.

Měření číslo 3: Sekce A (P) – max. vibrace $3,5 \text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$ RMS v bodě A2 A, hodnocení stavu dle normy ISO 10816-3 – pásmo B - provozní stav. Defekty kluzných ložisek a poruchy mazání nebyly detekovány.

Sekce B (L) – max. vibrace $3,9 \text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$ RMS v bodě B1 H, hodnocení stavu dle normy ISO 10816-3 – B - provozní stav. Defekty kluzných ložisek a poruchy mazání nebyly detekovány. Zvýšené vibrace způsobené pravděpodobně vybitými ojnicemi, popř. čepy klikového hřídele. Defekty kluzných ložisek a poruchy mazání nebyly detekovány.

Měření číslo 4: Sekce A (P) – max. vibrace $2,8 \text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$ RMS v bodě A3 A, hodnocení stavu dle normy ISO 10816-3 – pásmo B - provozní stav. Defekty kluzných ložisek a poruchy mazání nebyly detekovány.

Sekce B (L) – max. vibrace $2,0 \text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$ RMS v bodě B1 H, hodnocení stavu dle normy ISO 10816-3 – pásmo B - provozní stav. Defekty kluzných ložisek a poruchy mazání nebyly detekovány.

Měření číslo 5: - měření nebylo provedeno z provozních důvodů, ložiska byla zakrytována.

Měření číslo 6: Sekce A (P) – max. vibrace $0,4 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ RMS v bodě A1 H, hodnocení stavu dle normy ISO 10816-3 – pásmo A - provozní stav. Defekty kluzných ložisek a poruchy mazání nebyly detekovány. Vibrace čerpadel neprošly výraznými změnami oproti měření bez zátěže z předchozího měření.

Sekce B (L) – max. vibrace $0,5 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ RMS v bodě B2 A, hodnocení stavu dle normy ISO 10816-3 pásmo A - provozní stav. Defekty kluzných ložisek a poruchy mazání nebyly detekovány. Vibrace čerpadel neprošly výraznými změnami oproti měření bez zátěže z předchozího měření.

Další měření nebyla provedena.

4 Shrnutí měření soustrojí

Celkově lze říci, že dle normy ISO 10816-3 je celé soustrojí provozováno ve vysokých hodnotách vibrací. Hodnoty druhého alarmu nejvíce překračuje elektromotor. Převodová skříň se dostala dle svých hodnot nad hranice prvního alarmu. Tyto hranice (alarmy) jsou pouze orientační a mohou nám pomoci předvídat vývoj v chování celého zařízení a upozornit na hrozící nebezpečí. Ovšem jak je vidět, i když se stroj provozuje v těchto hodnotách, nemusí to vždy znamenat havárii stroje. Nejlépe lze vývoj vibrací sledovat v grafickém znázornění (viz *tab. 4.1*).

Grafické hodnocení stavu soustrojí														
	el. motor		převodovka						Č. pravá strana			Č. levá strana		
	M1	M2	P1	P2	P3	P4	P5	P6	A1	A2	A3	B1	B2	B3
Měření č. 1			/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/
Měření č. 2														
Měření č. 3														
Měření č. 4														
Měření č. 5									/	/	/	/	/	/
Měření č. 6														
Měření č. 7						/			/	/	/	/	/	/
Měření č. 8									/	/	/	/	/	/
Měření č. 9									/	/	/	/	/	/
Měření č. 10			/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/

	Nové stroje	pásma A
	Neomezeně dlouhý provoz	pásma B
	Neuspokojivé pro trvalý provoz	pásma C
	Vibrace mohou způsobit poškození	pásma D

Tab. 4.1 Grafické vyhodnocení všech měření

4.1 Shrnutí elektromotor

Za největší problém u celého soustrojí bych označil právě elektromotor. Vzhledem k jeho hmotnosti, velikosti a výkonu je důležité, aby byl pevně a správně ustaven a uložen. Betonový základ, který je vybudován pod tímto elektromotorem je buď zastaralý, nebo poddimenzovaný. Proto bych doporučil celý základ zrenovovat, včetně kotevních šroubů, které jsou špatně uchyceny do betonového základu a důsledkem vibrací se z betonu uvolňují. Vhodné by bylo třeba základ zpevnit ještě ocelovým rámem. Také by nebylo špatné zkontrolovat kotevní šrouby, třeba metodou MKP a popřípadě je zvětšit. Ovšem to záleží na tom, zda-li to dovolí konstrukční řešení elektromotoru.



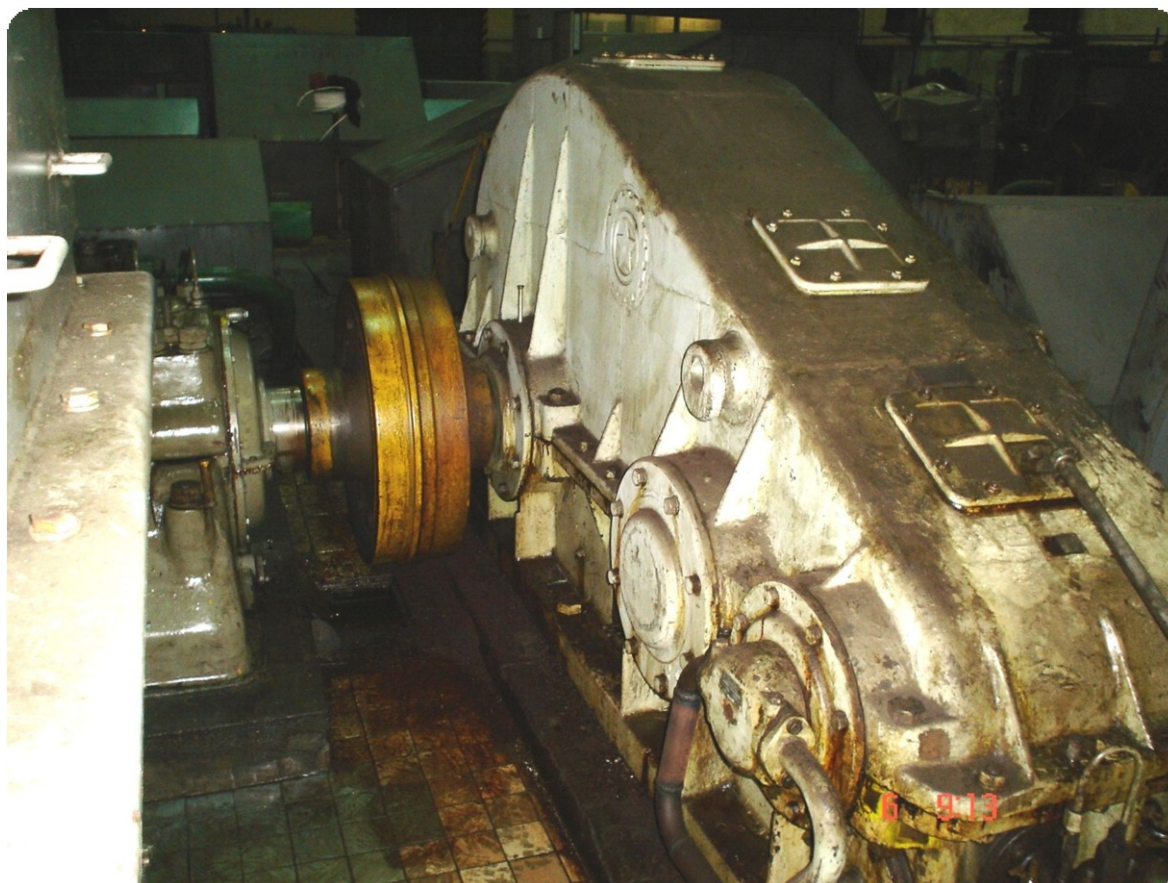
Obr. 4.1 Elektromotor hydraulické stanice

Při posledním měření už hodnoty vibrací vykazovaly stabilní a uspokojivý stav. Zřejmě byla provedena oprava základů, což se znatelně projevilo ve všech bodech měření. Následné nízké vibrace byly způsobeny nevývahou rotoru. Nadále by bylo vhodné provádět další periodické měření, aby bylo možné sledovat vývoj a zda-li předchozí porucha neměla větší dopad na ložiska. Proto by bylo vhodné doplnit diagnostické měření

další diagnostickou metodou a to např. termovizní diagnostikou. Tato metoda by odhalila případné poruchy v elektroinstalaci motoru.

4.2 Shrnutí převodová skříň

U vyhodnocení stavu převodové skříně musíme brát na zřetel její stáří. Během provozu došlo k poškození boků šikmého ozubení, což se projevuje ve frekvenčním spektru. Tyto vady negativně působí na životnost ložisek. Tento problém ovšem není zásadní při provozu převodovky, pouze zkrátí životnost ložisek. Dominantní složkou vibrací na převodovce je zubová frekvence šípového ozubení vstupního a prostředního hřídele převodovky. Vlivem axiální nesouososti šípového ozubení trpí i ložiska uvedených hřídelů.



Obr. 4.2 Převodová skříň hydraulické stanice

Větší problém představuje pro převodovku nesouosost s ostatními částmi soustrojí. Aby se zamezilo dalšímu rozšiřujícímu se poškození boků zubů, je zapotřebí zajistit dokonalé mazání třecích ploch. Aby se toto dalo zajistit, doporučuji provést tribologický rozbor převodového oleje ve skříně převodovky. Díky tomu můžeme zjistit, jak parametrické vlastnosti oleje (a tím jestli olej splňuje potřebné parametry pro snížení

tření mezi odvalujícími se částmi), tak zbytky otěrových kovů. To umožní zjistit, ve které části převodové skříně dochází k vyššímu opotřebovávání. Spojením těchto opatření a pravidelným sledováním diagnostických parametrů se může životnost převodové skříně prodloužit ještě o několik let.

4.3 Shrnutí čerpadla

Vzhledem ke konstrukčnímu řešení čerpadel šlo provádět diagnostické měření jen při demontovaném bezpečnostním krytu rotujících částí. Z tohoto důvodu nebylo možné provést pravidelné měření. Tato měření se prováděla pouze v době, kdy firma prováděla revizi čerpadel, a tyto kryty byly demontovány. Řešením by bylo mít akcelerometry namontované permanentně a připojovat datakolektor pouze k vyvedenému vodiči. Ovšem tento způsob by byl značně nákladný. Dalším způsobem by bylo jiné konstrukční řešení krytů, aby byl zajištěn bezpečný přístup k měřícím bodům.



Obr. 4.3 Čerpadlo hydraulické stanice

Po většinu měření vykazovala čerpadla stabilní chod, pouze u čerpadla č. 1 - levé strany bylo zjištěno opotřebení pohyblivých vnitřních částí. Toto čerpadlo bylo po poruše vyměněno. Životnost a vibrace těchto čerpadel může ovlivnit buď nesouosost poháněcích hřídelů, nebo jejich nevývaha. Což má negativní vliv na životnost ložisek a chování čerpadel jako celku. Dalšími faktory, které mohou ovlivnit chod těchto čerpadel, jsou tlakové rázy v hydraulické soustavě kovárenského lisu či jiné hydraulické děje. Proto je kladen velký důraz na klidný a pravidelný chod kovárenského lisu. Přetěžování a prudké změny tlaku v soustavě mohou způsobovat poruchy čerpadel. Tyto vlivy se dají částečně eliminovat správným nastavením pojistných ventilů a ostatních hydraulických prvků. Co se týká opotřebovávání všech součástí, které jsou v kontaktu s hydraulickým olejem, ty jsou náchylné na kvalitu a stav hydraulického oleje. Aby na hydraulické součásti značně nepůsobily kavitační, abrazivní a jiné nežádoucí děje, je důležité sledovat kvalitu hydraulického oleje. Proto navrhuji tribologický rozbor hydraulického oleje, aby se dalo posoudit, zda nedochází k nadměrnému opotřebovávání určitých součástí hydraulického obvodu nebo jestli je olej v dobrém chemickém stavu.

5 Závěr

Cílem mé práce bylo zpracovat a vyhodnotit stav provozu energetického zařízení. Pomocí technické diagnostiky, konkrétně vibrodiagnostiky, sledovala firma Koma s.r.o. po dobu cca čtyř let provoz energetického zařízení kovářenského lisu v kovárně. Mým úkolem bylo zpracovat a vyhodnotit jednotlivá měření s návrhem opatření, která by vedla k zefektivnění provozu a tím celé výroby. K této práci jsem připojil seznámení s celou hydraulickou stanicí a stručný popis datakolektoru Microlog CMA 60 s postupem při zadávání parametrů pro měření. Vzhledem ke stáří všech komponentů hydraulické stanice zde byla zaznamenána řada poruch, které ovlivňovaly celý provoz a negativně tak působily jak na bezpečnost provozu, tak i svými vibracemi a hlukem na psychiku pracovníků v blízkosti soustrojí. Soustrojí hodnotím jako provozu schopné, ovšem doporučuji pravidelnou kontrolu, aby se předešlo výraznějším poruchám, popřípadě se snížily náklady na provoz.

Měřeními byly zjištěny značné rozdíly úrovní vibrací při chodu čerpadel naprázdno a při tlakování. Při chodu bez zatížení byla patrná zvýšená hlučnost převodové skříně, při tlakování hluk zcela zmizel. To by mohlo způsobovat vymezení vůlí při zatížení. Což ovlivňovalo celé měření a bylo nutné tento okamžik zachytit, aby se projevil veškeré vady nebo slabá místa. Samotný chod čerpadel do tlaku je dominantní složkou vibrací. Na všech částech soustrojí byla detekována nesouosost strojních součástí a z toho plynoucí negativní provozní zatížení strojů. Na základě výše uvedených skutečností doporučuji provést při opravách řádné ustavení všech soustrojí pomocí některého z optických či laserových systémů pro ustavování, kontrolu ozubení převodovky a řádné axiální nastavení šípového ozubení vstupního a prostředního hřídele převodovky. Při této příležitosti bych doporučil vizuální kontrolu ložisek převodovky. Pro sledování stavu soustrojí a trendování úrovní vibrací bych doporučil provádět vibrodiagnostické měření v pravidelných intervalech a případně prodlevu mezi jednotlivými měřeními zkrátit. Vhodné by také bylo doplnit vibrodiagnostické měření o další diagnostickou metodu, a to např. u elektromotoru o termovizní diagnostiku a u převodové skříně a hydraulického okruhu o tribologický rozbor jednotlivých medií. Tím by se snížily náklady na případnou výměnu náplní, což u takového množství není zanedbatelný rozdíl. Dále by se dalo sledovat množství a druh otěrových kovů v oleji, např. pomocí ferografie, a tím včas zjistit nadměrné opotřebovávání některé součásti. Tím by byla technická

diagnostika tohoto zařízení dokonalejší. Důležité je, aby výsledky všech diagnostických měření byly k dispozici vyhodnocující osobě, aby mohla uvést efektivní závěr.

V mé diplomové práci jsou největší nedostatky zdůrazněny tučným písmem a pomocí barev graficky zhodnoceny úrovně vibrací v závislosti na možnosti provozování. Současně jsou tyto údaje doplněny o tabulkově zpracované hodnoty vibrací jednotlivých měřících bodů a názorné trendy a grafy vývoje vibrací. Z důvodu omezeného množství dat z jednotlivých měření jsou výsledky mé práce ochuzeny o některá měření jednotlivých částí hydraulické stanice. V některých případech by bylo vhodné mít kompletní hodnoty všech měření. Ovšem to je vzhledem k dlouhodobému provádění měření složitý úkol. I přes tyto skutečnosti si myslím, že má práce je přínosná a v rámci diplomové práce dostatečná k pochopení důležitosti a funkčnosti technické diagnostiky.

Poděkování

Děkuji zaměstnancům firmy KOMA - Industry, s.r.o. a to vedoucímu oddělení diagnostiky, Ing. Jaroslavu Gellnerovi, za umožnění realizace mé diplomové práce, Jiřímu Sovovi, za poskytnutí všech potřebných podkladů k realizaci mé diplomové práce a také panu docentovi doc. Ing. Františku Helebrantovi CSc. za vyjednání podpory k mé diplomové práci u firmy Koma.

Dále bych chtěl poděkovat mému vedoucímu bakalářské práce, panu Ing. Janu Blatovi, za konzultace a odborné vedení, cenné rady a připomínky, které jistě pozitivně přispěly k úrovni této práce. Chtěl bych také poděkovat mé přítelkyni Lence Petrášové za pomoc při formální úpravě práce a za pomoc s překladem a také celé mé rodině za trpělivost a podporu při studiu.

Bc. Miroslav Houdek

6 Seznam použité literatury

- [1] KREIDL, - M. ŠMÍD, - R.: *Technická diagnostika, senzory – metody – analýza signálu*. BEN – technická literatura, Praha 2006, 408 s ISBN 80 – 7300 – 158 – 6.
- [2] HELEBRANT, – F. ZIEGLER, J.: *Technická diagnostika a spolehlivost II. Vibrodiagnostika*. VŠB Ostrava 2004, 173 s ISBN 80 – 248 – 0650 – 9.
- [3] HRABEC, – L. HELEBRANT, - F MAZALOVÁ, - J.: *Technická diagnostika a spolehlivost III. Ustavování strojů*. VŠB Ostrava 2007, 92 s ISBN 978 – 80 – 248 – 1449 – 0.
- [4] HELEBRANT, – F.: *Technická diagnostika a spolehlivost IV. Provoz a údržba strojů*. VŠB Ostrava 2008, 130 s ISBN 978 – 80 – 248 – 1690 – 6.
- [5] KREIDL, – M. a kolektiv.: *Diagnostické systémy*. ČVUT Praha 2001, 352 s ISBN 80 – 01 – 02349 – 4.
- [6] TŮMA, – J.: *Zpracování signálů získaných z mechanických systémů užitím FFT*. 2. vydání, Sdělovací technika, Praha 1997, 174 s., ISBN 80 – 901936 – 1 – 7
- [7] SOVA, – J. FRANĚC, – R.: *Technické podklady*. Firma Koma – servis, s.r.o Ostrava 2010.
- [8] CMVA 60 MICROLOG, – Sběrač dat – analyzátor.: *Uživatelský manual, Díl 1*
- [9] CMVA 60 MICROLOG, – Sběrač dat – analyzátor.: *Uživatelský manual, Díl 2*
- [10] SKF Condition Monitoring Inc.: *PRISM⁴ Pro for Windows Verze 2.00 – Uživatelský manuál*. 4141 Ruffin Road, San Diego, CA 92123 – 1841 USA 1994
- [11] HOUDEK, – M.: *Bakalářská práce*. VŠB – TU Ostrava 2009
- [12] STUDENÝ, – J.: *Bakalářská práce*. VŠB – TU Ostrava 2009
- [13] ČSN ISO 10816 – 3: *Vibrace – hodnocení vibrací strojů na základě měření na nerotujících částech*, ČNI, Praha 1999, 16 s.

- [14] TŮMA, J.: *Zpracování signálů získaných z mechanických systémů užitím FFT*. Sdělovací technika Praha 1997, 174 s., ISBN 80-901936-1-7.
- [15] JENČÍK, J. – VOLF, J. A KOL.: *Technická měření*. ČVUT v Praze 2003, 231 s., ISBN 80-01-02138-6
- [16] <http://www.skf.com/files/774738.pdf>
- [17] <http://www.teatechnik.cz/spojky-oldham>
- [18] <http://www.kardanservis.ofirme.sk/?run=content&id=3662&lang=s>